

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 03-258941

(43)Date of publication of application : 19.11.1991

(51)Int.Cl.

F02D 29/02
F02D 45/00
F02D 45/00

(21)Application number : 02-124288

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 16.05.1990

(72)Inventor : ISODA KEIJI
SHIGEHARA AKIO
OSAKI MASAKI
HASHIGUCHI MASAYUKI
ITO MASAYOSHI

(30)Priority

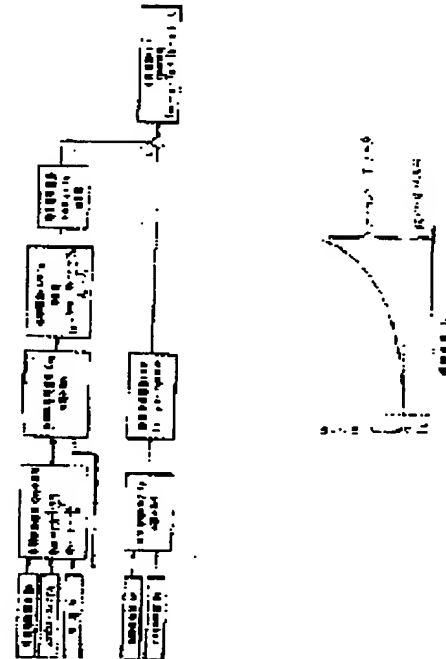
Priority number : 02 17837 Priority date : 30.01.1990 Priority country : JP

(54) DEVICE FOR CONTROLLING TURNING OF VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent setting the target driving torque too low by including the rotational resistance component and the cornering drag component to be changed in response to the lateral acceleration in the road load torque which is one of factors for setting the target driving torque at the time of turning.

CONSTITUTION: A torque computing unit computes the request driving torque with the engine speed NE and the accelerator open degree αA . The torque computing unit also obtains the target lateral acceleration GYO and the acceleration $G XO$ for and aft of the target with a steering angle αH , the speed V , a stability factor A and a change gear ratio αH of a steering gear, and furthermore, computes the standard driving torque TB with a weight Wb of a car body, an effective radius r of front wheel, the road load torque TL , a change gear ratio αm of a transmission and a reduction gear ratio αd of a differential gear, and computes the target driving torque TOH with a weighted factor α . In this case, not only the rotational resistance component but also the cornering drag to be changed in response to the lateral acceleration is included in the road load torque TL at the time of turning. Setting the target driving torque too low is thereby prevented, and while the safety can be improved.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

(57) [Claim(s)]

[Claim 1] A torque control means to reduce an engine's driving torque independently of actuation by the operator, While setting up the acceleration which serves as a target of the cross direction of a car according to the magnitude of the lateral acceleration under revolution In the car equipped with the revolution control unit which controls said torque control means to season this acceleration with load load torque, and to set up target driving torque, and to become this target driving torque about said engine's driving torque The revolution control unit of the car characterized by including the cornering drag component which changes according to a rolling-resistance component and said lateral acceleration in said load load torque.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

<Field of the Invention> This invention reduces an engine's driving torque quickly according to the lateral acceleration generated at the time of revolution of a car, and relates this revolution actuation to easy and the revolution control unit of a car it enabled it to carry out to insurance.

<Prior art> Since the centrifugal force corresponding to the lateral acceleration of the transit direction and a right-angled direction occurs, when the travel speed of the car to a revolution way is too high, there is a possibility that a car body may cause a sideslip across the limitation of the grip force of a tire in a car while running a revolution way.

In such a case, especially in order to lower a power proper and to run insurance a car with the TR corresponding to a revolution way, when the outlet of a revolution way cannot be checked, or when the radius of curvature of a revolution way is becoming small gradually, a very advanced operation technique is required.

In the common car which has the so-called understeering inclination, although it is necessary to make amounts of control increase gradually with increase of the lateral acceleration which joins a car, safe revolution transit becomes difficult or this lateral acceleration has the property which becomes impossible as amounts of control increase rapidly and being stated also in advance, if a certain value peculiar to each car is exceeded. Especially the thing that this inclination becomes remarkable in the car of the strong front engine front-wheel drive format of an understeering inclination is well known.

Since it is such, in front of the revolution limitation that detect the lateral acceleration of a car and it becomes impossible revolution difficulty or circling a car The transit whose operator there is nothing, could consider the power control device to which it was made to reduce a power compulsorily with regards to the amount of treading in of the accelerator pedal by the operator, and used this power control device if needed, The thing which enabled it to choose the usual transit which controls a power corresponding to the amount of treading in of an accelerator pedal is announced.

<Object of the Invention> When the transit safety of a car is taken into consideration, before it detects the lateral acceleration of a car and it becomes impossible revolution difficulty or circling this car, as for the amount of treading in of the accelerator pedal by the operator, it is desirable to carry the power control device to which an engine reduces an output compulsorily not related in a car.

However, in the former, the acceleration of a cross direction which serves as a target by lateral acceleration was set up, and load load torque fixed as resistance of a road surface was only further added to this acceleration. Although the actual load load torque at the time of revolution includes the cornering drag (cornering-drag) which is resistance not only to a rolling-resistance segment but the direction of a centrifugal force here, in the former, it means that a cornering drag does not change according to lateral acceleration, or had made the change small.

However, when actually measured, it became large as, as for the change, lateral acceleration became large, and it became clear that the variation was what cannot be disregarded.

This invention is made based on this viewpoint, and aims at offering the revolution control unit of the car which can set up target driving torque in consideration of the cornering drag at the time of revolution.

<The means for solving a technical problem> A torque control means by which the revolution control unit of the car by this invention reduces an engine's driving torque independently of actuation by the operator, While setting up the acceleration which serves as a target of the cross direction of a car according to the magnitude of the lateral acceleration under revolution In the car equipped with the revolution control unit which controls said torque control means to season this acceleration with load load torque, and to set up target driving torque, and to become this target driving torque about said engine's driving torque It is

characterized by including the cornering drag component which changes according to a rolling-resistance component and said lateral acceleration in said load load torque.

<Operation> This cornering drag becomes larger as, as for the load load torque at the time of revolution, lateral acceleration becomes large not only including a rolling-resistance component but including a cornering drag component. Since the cornering drag which changes according to lateral acceleration is considered and target driving torque is set up, without disregarding a cornering drag component by this invention for this reason, much more proper control can be performed.

<Example> As shown in Fig. 2 showing the outline structure of Fig. 1 showing the concept of one example of having applied the output-control approach of the car by this invention to the car of a front-wheel drive format, and its car In the middle of the inlet pipe 13 connected with an engine's 11 combustion chamber 12, the opening of the inhalation-of-air path 14 formed of this inlet pipe 13 is changed, and the throttle body 16 incorporating the throttle valve 15 which adjusts the inhalation air content supplied in a combustion chamber 12 is infixed. As shown in Fig. 3 showing the enlarged section structure of the part of this throttle body 16 that makes a 1st [**] Fig. R> Fig. and tubed, the both ends of the throttle shaft 17 which fixed the throttle valve 15 to one are supported by the throttle body 16 free [rotation]. The accelerator lever 18 and a throttle lever 19 make the shape of the same axle in the end section of this throttle shaft 17 that projects in the inhalation-of-air path 14, and fitting is carried out to it.

A bush 21 and a spacer 22 are infixed between said throttle shafts 17 and cylinder parts 20 of the accelerator lever 18, and the accelerator lever 18 can be freely rotated to the throttle shaft 17 by this. Furthermore, it has prevented beforehand the accelerator lever 18 falling out from the throttle shaft 17, and separating with the washer 23 and nut 24 which were attached in the end side of the throttle shaft 17. Moreover, the accelerator pedal 26 operated by the operator has connected with the cable receptacle 25 of this accelerator lever 18 and one through a cable 27, and the accelerator lever 18 rotates to the throttle shaft 17 according to the amount of treading in of an accelerator pedal 26.

On the other hand, a throttle valve 15 rotates with the throttle shaft 17 by fixing said throttle lever 19 to the throttle shaft 17 and one, therefore operating this throttle lever 19. Moreover, the color 28 is attached in the cylinder part 20 of the accelerator lever 18 at this and coaxial one, and the stopper 30 which may stop to the claw part 29 formed in a part of this color 28 is formed in the point of said throttle lever 19. These claw parts 29 and a stopper 30 are set as physical relationship which is stopped mutually, when rotating the accelerator lever 18 in the direction in which a throttle lever 19 is rotated in the direction which a throttle valve 15 opens, or a throttle valve 15 is closed.

Between said throttle bodies 16 and throttle levers 19, through the spring receptacles 32 and 33 of the pair which makes tubed [by which fitting was carried out], the torsion coiled spring 31 energized in the direction which pushes the stopper 30 of a throttle lever 19 against the claw part 29 of the accelerator lever 18, and opens a throttle valve 15 makes the shape of this throttle shaft 17 and the same axle on the throttle shaft 17, and it is equipped with it. Moreover, it energizes in the direction which forces the claw part 29 of the accelerator lever 18 also the stopper 30 of a throttle lever 19 or between the stopper pins 34 and the accelerator levers 18 which project from a throttle body 16, and closes a throttle valve 15, and through said color 28, the torsion coiled spring 35 for giving a feeling of a detent to an accelerator pedal 26 makes the shape of the throttle shaft 17 and the same axle to the cylinder part 20 of the accelerator lever 18, and it is equipped with it.

The point of the control rod 38 which fixed the end face to the diaphragm 37 of an actuator 36 is connected with the point of said throttle lever 19. The compression coil spring 40 energized in the direction which pushes the stopper 30 of a throttle lever 19 against the claw part 29 of the accelerator lever 18, and opens a throttle valve 15 with said torsion coiled spring 31 is built into the pressure room 39 formed in this actuator 36. And unless the way of the spring force of said torsion coiled spring 35 is set up greatly, and this breaks in an accelerator pedal 26 rather than the sum of the spring force of these two springs 31 and 40 or the pressure in the pressure room 39 is made into bigger negative pressure than the sum of the spring force of said two springs 31 and 40, a throttle valve 15 is opened.

The vacuum tank 43 is open for free passage to the surge tank 41 which is connected with the downstream of said throttle body 16, and forms a part of inhalation-of-air path 14 through connecting piping 42, and the check valve 44 which permits only the migration of air to a surge tank 41 from a vacuum tank 43 is infixed in it between this vacuum tank 43 and connecting piping 42. Thereby, the pressure in a vacuum tank 43 is set as negative pressure almost equal to the minimum pressure in a surge tank 41.

The pressure room 39 of the inside of these vacuum tanks 43 and said actuator 36 is in the free passage condition through piping 45, and the first solenoid valve 46 for torque controls of a lock out mold is formed

in the middle of this piping 45 at the time of un-energizing. That is, the spring 49 which energizes a plunger 47 to a valve seat 48 so that piping 45 may be closed is built into this solenoid valve 46 for torque controls. Moreover, the piping 50 which is open for free passage from a throttle valve 15 to the inhalation-of-air path 14 of the upstream has connected with the piping 45 between said first solenoid valve 46 for torque controls and actuators 36. And in the middle of this piping 50, the second solenoid valve 51 for torque controls of an open sand mold is formed at the time of un-energizing. That is, the spring 53 which energizes a plunger 52 so that piping 50 may be opened is built into this solenoid valve 51 for torque controls. The electronic control unit 54 (this is hereafter called ECU) which controls an engine's 11 operational status connects with said two solenoid valves 46 and 51 for torque controls, respectively, duty control of ON of the energization to the solenoid valves 46 and 51 for torque controls and the OFF is carried out based on the command from this ECU54, and these whole constitutes the torque control means of this invention from this example.

For example, when the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls is 0%, the pressure room 39 of an actuator 36 serves as atmospheric pressure almost equal to the pressure in the inhalation-of-air path 14 of the upstream from a throttle valve 15, and the opening of a throttle valve 15 corresponds to the amount of treading in of an accelerator pedal 26 by one to one. On the contrary, when the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls is 100%, as a result of the pressure room 39 of an actuator 36 serving as negative pressure almost equal to the pressure in a vacuum tank 43 and a control rod's 38 being able to pull up to the method of the diagonal left among the 1st Fig. , a throttle valve 15 is closed regardless of the amount of treading in of an accelerator pedal 26, and an engine's 11 driving torque will be in the condition of having been reduced compulsorily. Thus, by adjusting the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls, the opening of a throttle valve 15 can be changed regardless of the amount of treading in of an accelerator pedal 26, and an engine's 11 driving torque can be adjusted to arbitration.

The crank angle sensor 55 which is attached in an engine 11 and detects an engine engine speed, the throttle opening sensor 56 which is attached in a throttle body 16 and detects the opening of a throttle lever 19, and the idle switch 57 which detects the close-by-pass-bulb-completely condition of a throttle valve 15 connect with said ECU54, and the output signal from these crank angle sensor 55, the throttle opening sensor 56, and an idle switch 57 is sent to it, respectively.

moreover, to the torque arithmetic unit (this is hereafter called TCL) 58 which computes an engine's 11 target driving torque The accelerator opening sensor 59 which is attached in a throttle body 16 and detects the opening of the accelerator lever 18 with said throttle opening sensor 56 and idle switch 57, The front-wheel rotation sensors 62 and 63 which detect the rotational speed of the front wheels 60 and 61 of a Uichi Hidari pair which are driving wheels, respectively, The rear wheel rotation sensors 66 and 67 which detect the rotational speed of the rear wheels 64 and 65 of a Uichi Hidari pair which are coupled driving wheels, respectively, The steering angle sensor 70 which detects the turn combination of the steering shaft 69 at the time of revolution on the basis of the rectilinear-propagation condition of a car 68 connects, and the output signal from these sensors 59, 62, 63, 66, 67, and 70 is sent, respectively.

ECU54 and TCL58 are connected through the telecommunication cable 71, and the information on the operational status of the engines 11, such as an inhalation air content, other than the detecting signal from an engine engine speed or an idle switch 57 is sent to TCL58 from ECU54. On the contrary, from TCL58, the information about the target driving torque calculated by this TCL58 is sent to ECU54.

Target driving torque TOS of the engine 11 at the time of performing slip control in this example, as shown in Fig. 4 showing the rough flow of control by this example, The target driving torque TOH of the engine 11 at the time of performing revolution control on the comparatively high road surface (this being hereafter called a quantity μ way) of coefficient of friction like a desiccation way, The target driving torque TOL of the engine 11 at the time of performing revolution control on the comparatively low road surface (this being hereafter called a low μ way) of coefficient of friction like a freezing way or a humid way is always calculated in parallel in TCL58. The optimal policy objective driving torque TO is chosen from these three target driving torque TOS, TOH, and TOL, and it enables it to reduce an engine's 11 driving torque if needed.

The control program of this example is specifically started by ON actuation of the ignition key which is not illustrated, and while reading initial value Δ of a steering shaft revolution location] m (0) first in M1, initial setting, such as count initiation of the main timer for every 15 mses which are reset of various flags or the sampling period of this control, is performed.

And based on the detecting signal from various sensors, TCL58 calculates the vehicle speed V etc. in M2, and study amendment of the center-valve-position ΔM of said steering shaft 69 is carried out in M3

following this. Although, as for center-valve-position deltaM of the steering shaft 69 of this car 68, initial value deltam (0) is read at every ON actuation of said ignition key, only when the rectilinear-propagation transit conditions which a car 68 mentions later are fulfilled, study amendment of the this initial value deltam (0) is carried out, and study amendment of the this initial value deltam (0) is carried out until an ignition key will be in an OFF state.

Next, TCL58 calculates target driving torque TOS in the case of performing slip control which regulates an engine's 11 driving torque based on the rotation difference of front wheels 60 and 61 and rear wheels 64 and 65 in M4. The target driving torque TOH of the engine 11 at the time of performing revolution control on a quantity mu way in M5 is calculated, and the target driving torque TOL of the engine 11 at the time of performing revolution control on a low mu way in M6 similarly is operated sequentially.

And ECU54 controls the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls of a pair M7 so that an engine's 11 driving torque turns into this policy objective driving torque TO, after choosing TCL58 from such target driving torque TOS, TOH, and TOL by the approach of mentioning the optimal policy objective driving torque TO later, and it is made to run insurance a car 68 by this reasonable.

Thus, it controls until a count-down of the main timer ends an engine's 11 driving torque in M8, a count-down of the main timer is again started in M9 after this, and the steps from M2 to these M9 are repeated until said ignition key is turned off.

The reason for carrying out study amendment of the center-valve-position deltaM of the steering shaft 69 at the step of M3 is because a gap may occur between the actual rudder angles delta of the front wheels 60 and 61 which are the amounts of revolution and steering wheels of the steering shaft 69 and center-valve-position deltaM of the steering shaft 69 may change according to secular change of wear of the steering gearing which does not illustrate when Toin adjustment of front wheels 60 and 61 is performed at the time of maintenance of a car 68 etc.

As shown in Fig. 5 showing the procedure which carries out study amendment of the center-valve-position deltaM of this steering shaft 69, TCL58 computes the vehicle speed V by the bottom type (1) in C1 based on the detecting signal from the rear wheel rotation sensors 66 and 67.

$$V = \frac{V_{RL} + V_{RR}}{2} \quad \cdot \cdot \cdot (1)$$

However, in an upper type, VRL and VRR are the peripheral velocity of the rear wheels 64 and 65 of a Uichi Hidari pair, respectively.

Next, TCL58 computes peripheral-velocity difference (this is hereafter called velocity-of-rear-wheel difference) |VRL-VRR| of the rear wheels 64 and 65 of a Uichi Hidari pair by C2.

It judges whether TCL58 has the vehicle speed V larger than the threshold VA set up beforehand at C3 the appropriate back. Since this actuation cannot detect velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR| accompanying steering etc. unless a car 68 becomes a certain amount of high speed, it is required, and said threshold VA is suitably set up like per hour 20km by experiment etc. based on the transit property of a car 68 etc.

And when it judges with the vehicle speed V being beyond the threshold VA, it judges whether TCL58 has whether it set [velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR|] up beforehand for example, is smaller than the threshold VB like per hour 0.1km at C4, and a car 68 that is, in a rectilinear-propagation condition. Here, when the rear wheels 64 and 65 on either side of the pneumatic pressure of a tire are not equal, a threshold VB is not set to per hour 0km because the peripheral velocity VRL and VRR of the rear wheels 64 and 65 of a Uichi Hidari pair is different, although a car 68 is in a rectilinear-propagation condition.

If it judges with velocity-of-rear-wheel difference |VRL-VRR| being below the threshold VB at this step of C4, it will judge whether TCL58 is the same as that of the last steering shaft revolution location deltam (n-1) which current steering shaft revolution location deltam (n) detected by the steering angle sensor 70 at C5. Under the present circumstances, it is desirable to set up the revolution detection power of the steering shaft 69 by the steering angle sensor 70 for example, just over or below 5 times so that it may not be influenced by an operator's hand deflection etc.

the count of the timer for study which judged that TCL58 had the current car 68 in a rectilinear-propagation condition by C6, and was built in this TCL58 if current steering shaft revolution location deltam (n) judged with it being the same as that of the last steering shaft revolution position angle deltam (n-1) at this step of C5 and which is not illustrated -- starting -- this -- for example, it continues for 0.5 seconds.

Next, it judges whether the rectilinear-propagation condition of whether 0.5 seconds have passed since count initiation of the timer for study in C7 and a car 68 continued TCL58 for 0.5 seconds. In this case, since 0.5

seconds have not passed since count initiation of the timer for study in the time of transit of a car 68, the steps from C1 to C7 will be repeated at the beginning [of a car 68] of transit.

And if it judges that 0.5 seconds have passed since count initiation of the timer for study, TCL58 will judge whether whether the flag's FH learned [rudder angle center-valve-position] being set by C8 and this learning control are the first time.

When it is judged that the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is not set at this step of C8, it considers in C9 that current steering shaft revolution location $\text{deltam}(n)$ is center-valve-position $\text{delta}[$ of the new steering shaft 69] $M(n)$, this is read into the memory in TCL58, and the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set.

Thus, after setting up center-valve-position $\text{delta}[$ of the new steering shaft 69] $M(n)$, while computing turn combination deltaH of the steering shaft 69 on the basis of center-valve-position $\text{delta}[$ of this steering shaft 69] $M(n)$, the count of the timer for study is cleared in C10, and rudder angle center-valve-position study is performed again.

When the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set that is, judged that rudder angle center-valve-position study is after a two-times eye at said step of C8, by C11, TCL58 has current steering shaft revolution location $\text{deltam}(n)$ equal to center-valve-position $\text{deltaM}(n-1)$ of the last steering shaft 69, namely, judges whether it is $\text{deltam}(n) = \text{deltaM}(n-1)$. And if current steering shaft revolution location $\text{deltam}(n)$ judges with it being equal to center-valve-position $\text{deltaM}(n-1)$ of the last steering shaft 69, it will return to the step of C10 as it is, and the next rudder angle center-valve-position study will be performed again.

When current steering shaft revolution location $\text{deltam}(n)$ became [the play of a steering system etc.] a cause at the step of C11 and it is judged that it is not equal to center-valve-position $\text{deltaM}(n-1)$ of the last steering shaft 69, When different more than amount of amendment limits deltadelta to which center-valve-position $\text{delta}[$ of the steering shaft 69 new as it is] $M(n)$ was not judged, but the absolute value of these differences set beforehand current steering shaft revolution location $\text{deltam}(n)$ He sets to center-valve-position $\text{delta}[$ of the new steering shaft 69] $M(n)$ what subtracted or added this amount of amendment limits deltadelta to center-valve-position $\text{deltaM}(n-1)$ of the last steering shaft 82, and is trying to read this into the memory in TCL58.

That is, it judges whether TCL58 has the value smaller than negative amount of amendment limits- deltadelta set up beforehand which subtracted center-valve-position $\text{deltaM}(n-1)$ of the last steering shaft 69 from current steering shaft revolution location $\text{deltam}(n)$ by C12. and when the value subtracted at this step of C12 judges that it is smaller than negative amount of amendment limits- deltadelta center-valve-position $\text{delta}[$ of the steering shaft 69 new at C13] $M(n)$ is changed with $\text{delta}[$ from center-valve-position $\text{deltaM}(n-1)$ of the last steering shaft 69, and negative amount of amendment limits- deltadelta] $M(n) = \text{deltaM}(n-1) - \text{deltadelta}$, and it is considered so that the amount of study amendments per time may not become large to a negative side unconditionally.

Thereby, even if an unusual detecting signal is outputted by a certain cause from the steering angle sensor 70, center-valve-position deltaM of the steering shaft 69 cannot change rapidly, but can perform quickly this correspondence that receives unusually.

On the other hand, when the value subtracted at the step of C12 judges that it is larger than negative amount of amendment limits- deltadelta , it judges whether the value which subtracted center-valve-position $\text{deltaM}(n-1)$ of the last steering shaft 69 from current steering shaft revolution location $\text{deltam}(n)$ in C14 is larger than forward amount of amendment limits deltadelta . and when the value subtracted at this step of C14 judges that it is larger than forward amount of amendment limits deltadelta Center-valve-position $\text{delta}[$ of the steering shaft 69 new at C15] $M(n)$ is changed with $\text{delta}[$ from center-valve-position $\text{deltaM}(n-1)$ of the last steering shaft 69, and forward amount of amendment limits deltadelta] $M(n) = \text{deltaM}(n-1) + \text{deltadelta}$, and it considers so that the amount of study amendments per time may not become large to a forward side unconditionally.

Thereby, even if an unusual detecting signal is outputted by a certain cause from the steering angle sensor 70, center-valve-position deltaM of the steering shaft 69 cannot change rapidly, but can perform quickly this correspondence that receives unusually.

However, when the value subtracted at the step of C14 judges that it is smaller than forward amount of amendment limits deltadelta , current steering shaft revolution location $\text{deltam}(n)$ is read as it is as center-valve-position $\text{delta}[$ of the new steering shaft 69] $M(n)$ in C16.

Therefore, when front wheels 60 and 61 were changed into the revolution condition and the vehicle 68 under stop departs, Although the amount of amendments from initial value $\text{deltam}(0)$ of the steering shaft

revolution location in the step of M1 mentioned above will become very big when the learning control of center-valve-position deltaM of the steering shaft 69 is the first time, as shown in Fig. 6 showing an example of the change condition of center-valve-position deltaM of the steering shaft 69 at this time Center-valve-position deltaM of the steering shaft 69 after a two-times eye will be in the condition of having been stopped, by actuation in the step of C13 and C14.

Thus, after carrying out study amendment of the center-valve-position deltaM of the steering shaft 69, target driving torque TOS in the case of performing slip control which regulates an engine's 11 driving torque based on the difference of the vehicle speed V and the peripheral velocity VFL and VFR of front wheels 60 and 61 is calculated.

by the way, in order to use effectively the driving torque generated in an engine 11 As shown in Fig. 7 showing the relation between coefficient of friction of a tire and a road surface, and the slip ratio of this tire It is desirable for slip ratio S of the tire of the front wheels 60 and 61 under transit to adjust the amount S of slips of front wheels 60 and 61, and to make it not spoil the acceleration engine performance of a car 68 so that it may become the maximum of coefficient of friction of this tire and road surface, corresponding target slip ratio SO, or its near.

$$S = \frac{\frac{V_{FL} + V_{FR}}{2} - V}{V}$$

Here, it is slip ratio S of a tire,

Although an engine's 11 target driving torque TOS is set up so that it comes out, and it may be and this slip ratio S may become the maximum of coefficient of friction of a tire and a road surface, corresponding target slip ratio SO, or its near, that operation procedure is as follows.

First, TCL58 is computed by the bottom type (2) of the current car 68 order acceleration GX from the vehicle speed V (n-1) computed this vehicle speed V (n) computed by the aforementioned (1) formula, and 1 time ago.

$$G_y = \frac{V_{(n)} - V_{(n-1)}}{3.6 \cdot \Delta t \cdot g}$$

However, 15 mses and g whose deltat is the sampling period of the main timer are gravitational acceleration.

And driving torque TB of the engine 11 at this time is computed by the bottom type (2).

$$TB = GXF - Wb - r + Tr \dots (2)$$

Here, GXF is the order [correction] acceleration which it let pass to the low pass filter with which change of the above-mentioned order acceleration GX is delayed. From the ability to be considered that the car 68 order acceleration GX of a low pass filter is equivalent to coefficient of friction of a tire and a road surface Even when it becomes that it is likely to separate from target slip ratio SO to which the car 68 order acceleration GX changed, and slip ratio S of a tire corresponded with the maximum of coefficient of friction of a tire and a road surface, or its near It has the function to correct the order acceleration GX so that the maximum of coefficient of friction of a tire and a road surface, corresponding target slip ratio SO, or its near may be made to maintain slip ratio S of a tire. Moreover, although the effective radius of front wheels 60 and 61 and Tr of a body weight and r is [Wb] rolling resistance and this rolling resistance Tr can be computed as a function of the vehicle speed V, in this example, it is asking from the **** map shown in Fig. 8.

On the other hand, usually during acceleration of a car 68, the amount of slips of a wheel has always occurred about 3% to a road surface, and in running bad roads, such as a gravel road, generally the maximum of coefficient of friction of the tire and road surface corresponding to target slip ratio SO is large rather than the case where it runs a low mu way. Therefore, such an amount of slips and a road surface situation are taken into consideration, and VFO is computed by the bottom type (3) whenever [target speed-of-drive-wheel / which is the peripheral velocity of front wheels 60 and 61].

$$VFO = 1.03 \text{ and } V + VK \dots (3)$$

However, although VK is the amount of road surface amendments beforehand set up corresponding to the acceleration GXF before and after said correction, and an inclination which increases gradually is given as the value of the acceleration GXF before and after correction becomes large, in this example, this amount VK of road surface amendments is calculated from the **** map shown in Fig. 9 created based on the driving test etc.

Next, the amount S of slips which is a difference with VFO whenever [vehicle speed V and target speed-of-drive-wheel] is computed by the bottom type (4) based on the aforementioned (1) formula and (3) types.

$$S = \frac{V_{FL} + V_{FR}}{2} - V_{FO} \quad \cdot \cdot \cdot (4)$$

And like a bottom type (5), it finds the integral the multiplication of this amount S of slips being carried out in the integral multiplier KI for every sampling period of the main timer, and the integral amendment torque TI for raising the stability of the control to target driving torque TOS (however, TI≤0) is computed.

$$T_i = \sum_{i=1}^n K_i \cdot S(i) \quad \cdot \cdot \cdot (5)$$

It is computed the multiplication of the proportionality amendment torque TP for similarly easing control delay to target driving torque TOS which is proportional to the amount S of slips like a bottom type (6) being carried out in a proportionality coefficient KP.

$$TP = KP \cdot S \quad \dots (6)$$

And an engine's 11 target driving torque TOS is computed by the bottom type (7) using the above (2), (5), and (6) types.

$$T_{os} = \frac{T_B - T_i - T_p + T_R}{\rho_m \cdot \rho_d} \quad \cdot \cdot \cdot (7)$$

The change gear ratio of the change gear which rhom does not illustrate in an upper type, and rhod are the reduction gear ratios of a differential gear.

The manual switch which is not illustrated for an operator to choose slip control is formed in the car 68, and when an operator operates this manual switch and chooses slip control, slip control explained below is operated.

Although TCL58 computes target driving torque TOS by the detection and data processing of various data which were first mentioned above in S1 as shown in Fig. 10 showing the flow of processing of this slip control, this math operation is performed regardless of actuation of said manual switch.

Next, although it judges whether Flag FS is set during slip control in S2, since Flag FS is not set during slip control at first, it judges whether the amount S of slips of 58 of front wheels 60 and 61 is larger than the threshold set up beforehand, for example, per hour 2km, at TCLS3.

If the amount S of slips judges that it is larger than per hour 2km at this step of S3, it will judge whether TCL58 has rate-of-change deltaGS of the amount S of slips larger than 0.2g at S4.

If it judges that amount rate-of-change of slips deltaGS is larger than 0.2g at the step of this S4, it will judge again whether Flag FS is set during slip control in S5, and Flag FS is set during slip control in S6.

When it is judged that Flag FS is setting during slip control at this step of S6, target driving torque TOS for slip control beforehand computed by the aforementioned (7) formula as an engine's 11 target driving torque TOS in S7 is adopted.

Moreover, when it is judged that Flag FS is reset during slip control at said step of S6, TCL58 outputs an engine's 11 maximum torque in S8 as target driving torque TOS, and as a result of ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0%, thereby, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

In addition, that TCL58 outputs an engine's 11 maximum torque at this step of S8 gives a play in the direction in which ECU54 surely intercepts energization of as opposed to a side 46 and 51, i.e., the solenoid valves for torque controls, for the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls 0% from viewpoints, such as the safety of control, and it considers so that an engine 11 may generate the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator certainly.

When the amount S of slips of front wheels 60 and 61 judges that it is smaller than per hour 2km at said step of S3, or when it is judged at the step of S4 that amount rate-of-change of slips deltaGS is smaller than 0.2g Shift to said step of S6 then, and TCL58 outputs an engine's 11 maximum torque at the step of S8 as target driving torque TOS. As a result of ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

On the other hand, when it is judged that Flag FS is set during slip control at said step of S2, it judges whether in S9, an idle switch 57 is ON and the throttle valve 15 is in the close-by-pass-bulb-completely

condition.

When it is judged at the step of this S9 that an idle switch 57 is ON, since the operator has not broken in the accelerator pedal 26, Flag FS is reset during slip control in S10, and it shifts to the step of S6.

Moreover, when it is judged at the step of S9 that an idle switch 57 is off, it judges whether Flag FS is again set during slip control at the step of S6.

In addition, when the operator is not operating the manual switch which chooses slip control, TCL58 calculates the target driving torque of the engine 11 at the time of performing revolution control, after computing target driving torque TOS for slip control as mentioned above.

On the occasion of revolution control of this car 68, from steering shaft turn combination deltaH and the vehicle speed V, TCL58 computes the target lateral acceleration GYO of a car 68, and sets up the acceleration GXO of a car-body cross direction from which a car 68 does not serve as extreme understeering, i.e., target order acceleration, based on this target lateral acceleration GYO. And the target driving torque of this target order acceleration GXO and the corresponding engine 11 is searched for, and these targets driving torque is outputted to ECU54.

By the way, although the lateral acceleration GY of a vehicle 68 is also actually computable using velocity-of-rear-wheel difference [VRL-VRR], since prediction of the value of the lateral acceleration GY which acts on a vehicle 68 by using steering shaft turn combination deltaH is attained, it has the advantage which can perform quick control.

However, an operator's volition is not reflected at all only by searching for an engine's 11 target driving torque with steering shaft turn combination deltaH and the vehicle speed V, but there is a possibility dissatisfied with an operator of remaining, in respect of the controllability of a car 68. For this reason, it is desirable to calculate an engine's 11 demand driving torque Td for which the operator wishes from the amount of treading in of an accelerator pedal 26, to take into consideration this demand driving torque Td, and to set up an engine's 11 target driving torque. Moreover, since the shock accompanying the acceleration and deceleration of a car 68 occurred and the fall of a degree of comfort was invited, when the amount of increase and decrease of an engine's 11 target driving torque set up every 15 mses was very big, when it becomes so large that the amount of increase and decrease of an engine's 11 target driving torque invites the fall of the degree of comfort of a car 68, it is necessary to regulate the amount of increase and decrease of this target driving torque.

furthermore, a road surface -- a quantity mu way -- or by the low mu way, if an engine's 11 target driving torque is not changed For example, since there is a possibility that front wheels 60 and 61 may slip and safe transit may become impossible when an engine 11 is operated by the target driving torque for quantity mu ways while running the low mu way, As for TCL58, it is desirable to compute the target driving torque TOH for quantity mu ways and the target driving torque TOL for low mu ways, respectively.

As shown in Fig. 11 showing the operation block of the revolution control for [in consideration of the above knowledge] quantity mu ways, TCL58 calculates the rudder angle delta of front wheels 60 and 61 from a bottom type (8) based on the detecting signal from the steering angle sensor 70 while calculating the vehicle speed V by the aforementioned (1) formula from the output of the rear wheel rotation sensors 66 and 67 of a pair, and asks for the target lateral acceleration GYO of the car 68 at this time from a bottom type (9).

$$\delta = \frac{\delta_H}{\rho_H} \quad \cdot \cdot \cdot (8)$$

$$G_{YO} = \frac{\delta}{l \left(A + \frac{1}{V^2} \right)} \quad \cdot \cdot \cdot (9)$$

However, rhoH is [the wheel base of a car 68 and A of a steering gearing change gear ratio and l] the stability factors of a car.

This stability factor A is a value decided by the configuration of the suspension system of a car 68, the property of a tire, etc. as everyone knows. The actual lateral acceleration GY specifically generated on a car 68 in the time of stationary circle revolution, Steering angle ratio delta H/delta HO (it is based on center-valve-position deltaM of the steering shaft 69) of the steering shaft 69 at this time Lateral acceleration GY is expressed to turn combination deltaHO of the steering shaft 69 in the pole low-speed run state which becomes about zero as an inclination of the tangent in the graph of turn combination deltaH of the steering shaft 69 at the time of acceleration with which relation is expressed comparatively as shown, for example in Fig. 12. That is, although lateral acceleration GY is small and the stability factor A serves as [the vehicle

speed V] about 1 constant value ($A = 0.002$) in the field which is not not much high, when lateral acceleration G_Y exceeds $0.6g$, the stability factor A increases rapidly and a car 68 comes to show a very strong understeering inclination.

When it carries out based on Fig. 12, the stability factor A is set or less to 0.002 , and since it is above, an engine's 11 driving torque is controlled so that the target lateral acceleration G_{YO} of the car 68 computed by (9) types is set to less than $0.6g$.

Thus, if the target lateral acceleration G_{YO} is computed, it will ask from the **** map which shows the target order acceleration G_{XO} of the car 68 beforehand set up according to the magnitude and the vehicle speed V of this target lateral acceleration G_{YO} in Fig. 13 beforehand memorized by TCL58, and an engine's 11 criteria driving torque T_B will be computed by the bottom type (10) with this target order acceleration G_{XO} .

$$T_B = \frac{G_{XO} \cdot W_b \cdot r + T_L}{\rho_m \cdot \rho_d} \quad \dots (10)$$

However, T_L is load load (Road-Load) torque which is resistance of the road surface called for as a function of the lateral acceleration G_Y of a car 68, and is calculated by this example from the **** map shown in Fig. 14. Here, as shown in Fig. 14, as load load torque T_L , the cornering drag which changes not only according to a rolling-resistance component but according to lateral acceleration is included at the time of revolution. That is, although it is only a rolling-resistance component when lateral acceleration is zero like straight-line transit, a cornering drag cannot be disregarded at the time of revolution.

Next, in order to determine the adoption rate of criteria driving torque T_B , the multiplication of the multiplier alpha of weighting is carried out to this criteria driving torque T_B , and correction-reference driving torque is searched for. Although revolution transit is carried out and the multiplier alpha of weighting sets up a car 68 experientially, it adopts the numeric value of order about 0.6 on a quantity μ way.

It asks from the **** map which shows the demand driving torque T_d for which an operator wishes on the other hand based on the engine rotational frequency NE detected by the crank angle sensor 55, and accelerator opening θ_A detected by the accelerator opening sensor 59 in Fig. 15, and, subsequently the amendment demand driving torque corresponding to the multiplier alpha of said weighting is computed by carrying out the multiplication of the $(1-\alpha)$ to the demand driving torque T_d . For example, when it is set as $\alpha = 0.6$, the adoption rate of criteria driving torque T_B and the driving torque T_d of choice is set to 6 to 4 .

Therefore, an engine's 11 target driving torque TOH is computed by the bottom formula (11).

$$TOH = \alpha \cdot T_B + (1-\alpha) \cdot T_d \quad \dots (11)$$

The manual switch which is not illustrated for an operator to choose the revolution control for quantity μ ways is formed in the car 68, and when an operator operates this manual switch and chooses the revolution control for quantity μ ways, revolution control for [which is explained below] quantity μ ways is operated.

Although the target driving torque TOH is computed by the detection and data processing of various data which were mentioned above in H1 as shown in Fig. 16 showing a control flow for determining the target driving torque TOH for this quantity μ way revolution control, this actuation is performed regardless of actuation of said manual switch.

Next, it judges whether flag $F < SUB > CH$ is set whether a car 68 is quantity μ way revolution-controlling by H2, and during quantity μ way revolution control that is,. Since it is not [quantity μ way revolution / be / it] under control at first, it judges that Flag FCH is in a reset condition during quantity μ way revolution control, and judges whether it is the threshold which the target driving torque TOH set up beforehand in H3, for example, $(T_d - 2)$, the following. That is, although the target driving torque TOH is computable also in the state of rectilinear propagation of a car 68, as for the value, it is common that it is farther [than an operator's demand driving torque T_d] large. However, since this demand driving torque T_d generally becomes small at the time of revolution of a car 68, he is trying to judge as a start condition of revolution control of the time of the target driving torque TOH becoming below a threshold $(T_d - 2)$.

In addition, it is as a hysteresis for preventing hunting of control to have set up this threshold with $(T_d - 2)$. If it judges that the target driving torque TOH is below a threshold $(T_d - 2)$ at the step of H3, an idle switch 57 will judge whether it is an OFF state by TCL 58H4.

When it is judged that an OFF state gets into an idle switch 57, and the operator gets into the accelerator pedal 26 at this step of H4, Flag FCH is set during quantity μ way revolution control in H5. Next, the

credibility of the rudder angle delta detected by whether the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set in H6 and the steering angle sensor 70 is judged.

If it judges that the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set at the step of H6, it will be judged again whether Flag FCH is set during quantity mu way revolution control in H7.

In the above procedure, since Flag FCH is set during quantity mu way revolution control at the step of H5, in the step of H7, it is judged that Flag FCH is set during quantity mu way revolution control, and the previous calculation value TOH, i.e., the target driving torque in the step of H1, is adopted as it is H8.

Since the credibility of the rudder angle delta computed by (8) formulas is lacked on the other hand when it judges that the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is not set at said step of H6 (11) Do not adopt the target driving torque TOH computed by the formula, but TCL58 outputs an engine's 11 maximum torque in H9 as target driving torque TOH. As a result of ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

Moreover, if it judges that the target driving torque TOH is not below a threshold (Td-2) at said step of H3 It shifts to the step of H9 from the step of H6 or H7, without shifting to revolution control. As a result of TCL's58 outputting an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOH and ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

Also when similarly it is judged that an ON state gets into an idle switch 56, and an operator does not get into the accelerator pedal 26 at the step of H4 TCL58 outputs an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOH. As a result of ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator, and does not shift to revolution control.

When it is judged that Flag FCH is set during quantity mu way revolution control at said step of H2, difference deltaT of target driving torque TOC computed in H10 this time and the target driving torque TOH (n-1) computed last time judges whether it is larger than the increase and decrease TK of a permissible dose set up beforehand. It is the torque variation of extent for which crew is not made to sense the acceleration-and-deceleration shock of a car 68, for example, this increase and decrease TK of a permissible dose use the aforementioned (10) formula to hold down the target order acceleration GXO of a car 68 to 0.1g/s.

$$T_{\kappa} = 0.1 \cdot \frac{W_b \cdot r}{\rho_m \cdot \rho_d} \cdot \Delta t$$

It becomes.

If difference deltaT of target driving torque TOC computed at said step of H10 this time and the target driving torque TOH (n-1) computed last time is judged not to be larger than the increase and decrease TK of a permissible dose set up beforehand, it will judge shortly whether difference deltaT of target driving torque TOC and the target driving torque TOH (n-1) computed last time is larger than the negative increase and decrease TK of a permissible dose in H11.

If difference deltaT of this target driving torque TOC and the target driving torque TOH (n-1) computed last time judges that it is larger than the negative increase and decrease TK of a permissible dose at the step of H11 Since absolute value |deltaT| of the difference of target driving torque TOC computed this time and the target driving torque TOH (n-1) computed last time is smaller than the increase and decrease TK of a permissible dose, this computed target driving torque TOC is adopted as a calculation value in the step of H8 as it is.

Moreover, if difference deltaT of target driving torque TOC computed at the step of H11 this time and the target driving torque TOH (n-1) computed last time judges that it is not larger than the negative increase and decrease TK of a permissible dose, this target driving torque TOC will be corrected by the bottom type in H12, and this will be adopted as a calculation value in the step of H8.

TOC=TOH(n-1)-TK That is, the range of the cut to the target driving torque TOH (n-1) computed last time is regulated by the increase and decrease TK of a permissible dose, and the moderation shock accompanying driving torque reduction of an engine 11 is lessened.

On the other hand, if it is judged that difference deltaT of target driving torque TOC computed at said step of H10 this time and the target driving torque TOH (n-1) computed last time is more than the increase and decrease TK of a permissible dose, this target driving torque TOC will be corrected by the bottom type in H13, and this will be adopted as a calculation value in the step of H8.

TOC=TOH(n-1)+TK that is, in increase of driving torque as well as the case of the above-mentioned driving

torque reduction When difference ΔT of target driving torque TOC computed this time and the target driving torque TOH (n-1) computed last time exceeds the increase and decrease TK of a permissible dose The tuck length to the target driving torque TOH (n-1) computed last time is regulated by the increase and decrease TK of a permissible dose, and the acceleration shock accompanying an engine's 11 driving torque increase is lessened.

thus, as the change condition of steering shaft turn-combination ΔH at the time of regulating the amount of increase and decrease of the target driving torque TOH, the target order acceleration GXO, the target driving torque TOH, and the actual condition order acceleration GX is shown in Fig. 17 which expresses with a broken line, it becomes smooth [change of the actual condition order acceleration GX] than the case where the continuous line which did not regulate the amount of increase and decrease of the target driving torque TOH shows, and it turns out that an acceleration-and-deceleration shock is canceled.

If the target driving torque TOH is set up as mentioned above, it will judge whether this target driving torque TOH of 58 is larger than an operator's demand driving torque Td at TCLH14.

Here, since the target driving torque TOH is not larger than an operator's demand driving torque Td when Flag FCH is set during quantity μ way revolution control, an idle switch 57 judges whether it is an ON state in H15.

Since it is in the condition which needs revolution control when an idle switch 57 is judged not to be an ON state at this step of H15, it shifts to said step of H6.

And it judges that the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set at this step of H6, and if it judges with Flag FCH being further set during ** quantity μ way revolution control of the step of H7, H1 or H12 will be chosen as target driving torque TOH for revolution control in the calculation value adopted at the step of H13.

Moreover, since the condition that revolution transit of a car 68 was completed is meant when it is judged at said step of H14 that the target driving torque TOH is larger than an operator's demand driving torque Td, 58 reset Flag FCH during quantity μ way revolution control by TCLH16. Since it is in the condition of not getting into the accelerator pedal 26 when similarly an idle switch 57 is judged to be an ON state at the step of H15, it shifts to the step of H16 and Flag FCH is reset during quantity μ way revolution control.

If Flag FCH is reset during quantity μ way revolution control in these H16, as a result of TCL's 58 outputting an engine's 11 maximum torque in H17 as target driving torque TOH and ECU's 54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 will generate the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

After computing the target driving torque TOH for this quantity μ way revolution control, TCL 58 computes the target driving torque TOL for low μ way revolution control as follows.

By the way, since the direction of the target lateral acceleration GYO serves as a big value from the lateral acceleration GY actual on a low μ way, it judges whether it is larger than the threshold set up beforehand, and when the target lateral acceleration GYO is larger than this threshold, the target lateral acceleration GYO judges that a vehicle 68 is a low μ way, and should just perform revolution control if needed.

As shown in Fig. 18 showing the operation block of the revolution control for [this] low μ ways, 0.005 is adopted from steering shaft turn combination ΔH and the vehicle speed V by making target lateral acceleration GYO into the aforementioned (9) formula A.

Next, although it asks for the target order acceleration GXO from this target lateral acceleration GYO and vehicle speed V, in this example, it has read from the **** map which shows this target order acceleration GXO in Fig. 19. This map connects the target order acceleration GXO a car 68 can run safely according to the magnitude of the target lateral acceleration GYO with the vehicle speed V, expresses it, and is set up based on a test transit result etc.

And based on this target order acceleration GXO, criteria driving torque TB is computed by the aforementioned (10) formula, or it asks on a map, and the adoption rate of this criteria driving torque TB is decided. In this case, although the weighting multiplier α is larger than the multiplier α for quantity μ ways, for example, it is set up like $\alpha = 0.8$, this lessens the reflection rate to a demand of an operator on a low μ way, and is insurance and because revolution transit was carried out certainly about the high low μ way of danger.

The target driving torque TOL which what was computed as an operator's demand driving torque Td on the occasion of the operation for quantity μ ways was adopted as it was on the other hand, therefore took the demand driving torque Td into consideration to criteria driving torque TB is computed by the aforementioned (11) formula and the same bottom type (12).

$TOL = \alpha \cdot TB + (1 - \alpha) \cdot Td \dots (12)$

The manual switch which is not illustrated for an operator to choose the revolution control for low mu ways is formed in the car 68, and when an operator operates this manual switch and chooses the revolution control for low mu ways, revolution control for [which is explained below] low mu ways is operated.

Although the target driving torque TOL is computed by detection and data processing of various data as mentioned above in L1 as shown in Fig. 20 showing a control flow for determining the target driving torque TOL for this low mu way revolution control, this actuation is performed regardless of actuation of a manual switch.

Next, it judges whether Flag FCL is set whether a car 68 is low mu way revolution-controlling by L2, and during low mu way revolution control that is,. Since it is not [low mu way revolution / be / it] under control at first, it is judged that Flag FCL is in a reset condition during low mu way revolution control. [whether the target lateral acceleration GYO is larger than the threshold beforehand set up by adding 0.05g to the actual lateral acceleration GY computed by the rotation difference of rear wheels 64 and 65 in L3, and] that is, since the direction of the target lateral acceleration GYO serves as a big value from the lateral acceleration GY actual on a low mu way, it judges whether the target lateral acceleration GYO is larger than a threshold, and when the target lateral acceleration GYO is larger than a threshold, a vehicle 68 is running a low mu way -- it judges. In addition, the actual lateral acceleration GY generated on a vehicle 68 is computed like a bottom type (13) from the vehicle speed V of the peripheral-velocity difference of rear wheels 64 and 65.

$$G_y = \frac{|V_{RR} - V_{RL}|}{3 \cdot b^2 \cdot g} \cdot V$$

However, b is a tread.

Although 58 will count up the timer for low mu ways which was built in TCL58 and which is not illustrated by TCLL4 if it judges that the target lateral acceleration GYO is larger than a threshold ($GY + 0.05g$), namely, a car 68 is revolution running a low mu way at the step of L3, the count time amount of this timer for low mu ways is for example, 5 mses. And it shifts to the step after L6 mentioned later, and the target lateral acceleration GYO by the aforementioned (9) formula and the actual lateral acceleration GY by (3) types are calculated every 15 mses, and the judgment actuation in the step of L3 is repeated until the count of the timer for low mu ways is completed.

That is, it shifts to the step of L8 through L6 and the step of L7, and TCL58 outputs an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOL, and as a result of ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0%, thereby, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator, until 0.5 seconds pass since count initiation of the timer for low mu ways.

When the condition that the target lateral acceleration GYO is larger than a threshold ($GY + 0.05g$) does not continue for 0.5 seconds, a car 68 judges TCL58 that a low mu way is not [be / it] under transit, it clears the count of the timer for low mu ways in L9, and it shifts to the step of L6-L8.

If the condition that the target lateral acceleration GYO is larger than a threshold ($GY + 0.05g$) continues for 0.5 seconds An idle switch 57 judges whether it is an OFF state in L10. An idle switch 57 An ON state, namely, when it is judged that an operator does not get into the accelerator pedal 26 The count of the timer for low mu ways is cleared in L9, without shifting to revolution control of a low mu way. Shift to the step of L6-L8 and TCL58 outputs an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOL. As a result of ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

When it is judged that an OFF state gets into an idle switch 57, and the operator gets into the accelerator pedal 26 at this step of L10, Flag FCL is set during low mu way revolution control in L11. Next, the credibility of the rudder angle delta detected by whether the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set in L6 and the steering angle sensor 70 is judged.

If it judges that the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set at the step of L6, it will be judged again whether Flag FCL is set during low mu way revolution control in L7. Here, when Flag FCL is set during low mu way revolution control at the step of L11, a previous calculation value, **, and the target driving torque TOL in the step of L1 are adopted as it is at the step of L12.

If it judges that the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is not set at the step of said L6 Since the credibility of the rudder angle delta is lacked, shift to the step of L8, and the target driving torque TOL of (13) types previously computed in L1 is not adopted. As a result of TCL's58 outputting an engine's

11 maximum torque as target driving torque TOL and ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

On the other hand, when it is judged that Flag FCL is set during low mu way revolution control at said step of L2, it shifts to the step of L13.

At this step of L13-L16, like the case of the revolution control for quantity mu ways a ***** [that difference ΔT of the target driving torque TOL computed this time and the target driving torque TOL (n-1) computed last time is larger than the increase and decrease TK of a permissible dose] -- judging -- increase and decrease, if this is less than the increase and decrease TK of a permissible dose in any case When the target driving torque TOL computed this time is adopted as a calculation value in the step of L12 as it was and ΔT is over the increase and decrease TK of a permissible dose, target driving torque is regulated by the increase and decrease TK of a permissible dose.

That is, in decreasing the target driving torque TOL, this target driving torque TOL is corrected to $TOL = TOL(n-1) - TK$ in L15, and it adopts this as a calculation value in the step of L12. On the contrary, in increasing the target driving torque TOL, this target driving torque TOL is corrected to $TOL = TOL(n-1) + TK$ in L16, and it adopts this as a calculation value in the step of L12.

If the target driving torque TOL is set up as mentioned above, it will judge whether this target driving torque TOL of 58 is larger than an operator's demand driving torque Td at TCLL17.

Since the target driving torque TOL is not larger than the demand driving torque Td here when Flag FCL is set during low mu way revolution control Shift to the step of L9, and clear the count of the timer for low mu ways, and it shifts to L6 and the step of L7. If it is judged that the flag FH learned [rudder angle center-valve-position] is set here and it is judged that Flag FCL is further set during low mu way revolution control, the calculation value adopted at the step of L1, L15, or L16 will be chosen as driving torque TOL for low mu way revolution control.

Moreover, since a car 68 is [revolution] under transit, when it is judged that steering shaft turn combination ΔH is not less than 20 degrees in the following L18 even when it is judged at said step of L17 that the target driving torque TOL is larger than an operator's demand driving torque Td, it continues revolution control as it is.

Since the condition that revolution transit of a car 68 was completed is meant when it is judged at said step of L17 that the target driving torque TOL is larger than an operator's demand driving torque Td and it is judged in L18 that steering shaft turn combination ΔH is less than 20 degrees, 58 reset Flag FCL during low mu way revolution control by TCLL19.

Although the count of this timer for low mu ways is cleared and it shifts to L6 and the step of L7 since it is not necessary to count the timer for low mu ways, if Flag FCL is reset during low mu way revolution control at this step of L19 Since it is judged that Flag FCL is in a reset condition during low mu way revolution control at the step of L7, Shift to the step of L8 and TCL58 outputs an engine's 11 maximum torque as target driving torque TOL. As a result of ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 generates the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

In addition, what is necessary is it to be also possible for for an operator's demand driving torque Td to be disregarded naturally, in order to simplify the procedure of the revolution control mentioned above, and just to adopt criteria driving torque TB computable [with the aforementioned (10) formula] as target driving torque in this case. Moreover, it is made to decrease gradually, corresponding to the vehicle speed, as the multiplier alpha of weighting is not made into a fixed value even when it takes into consideration an operator's demand driving torque Td like this example, but are shown in Fig. 21, and the value of a multiplier alpha is gradually decreased in the passage of time after control initiation or it is shown in Fig. 22, and may be made to make [many / gradually] the adoption rate of an operator's demand driving torque Td. It is also possible for it to be made to run insurance a car 68 to a revolution way where similarly the value of a multiplier alpha is made into constant value while it is [after control initiation] for a while as shown in Fig. 23, it is made to decrease gradually on, or the value of a multiplier alpha is made to increase with increase of amount of steering shaft revolution ΔH on after progress of predetermined time, and especially radius of curvature becomes small gradually.

In addition, although it faces computing the target driving torque TOH and TOL and regulation of this target driving torque TOH and TOL is aimed at by the increase and decrease TK of a permissible dose by the data-processing approach mentioned above in order to prevent the acceleration-and-deceleration shock by fluctuation of an engine's 11 rapid driving torque, it may be made to perform this regulation to the target

order acceleration GXO. When the increase and decrease of a permissible dose in this case are set to GK, the operation process of the target order acceleration GXO (n) in n times o'clock is shown below.

In the case of $GXO(n) - GXO(n-1) > GK$, in the case of $GXO(n) = GXO(n-1) + GK$ $GXO(n) - GXO(n-1) < -GK$, he is $GXO(n) = GXO(n-1) - GK$. It is set to $GK = 0.1$ and Δt to, suppress change of the target order acceleration GXO to 0.1 g/s by making the sampling time of the main timer into 15 mses in addition.

After computing the target driving torque TOL for this low mu way revolution control, TCL58 chooses the optimal policy objective driving torque TO from these three target driving torque TOS, TOH, and TOL, and outputs this to ECU54. In this case, in consideration of transit safety, the target driving torque of the smallest numeric value is given priority to and outputted to a car 68. However, what is necessary is just to choose the policy objective driving torque TO in order for object for slip control, object for low mu way revolution control, and quantity mu way revolution control, since target driving torque TOS for slip control is generally always smaller than the target driving torque TOL for low mu way revolution control.

As shown in Fig. 24 showing the flow of this processing, after computing three target driving torque TOS, TOH, and TOL mentioned above in M11, it judges whether Flag FS is set during slip control in M12. If it judges that Flag FS is set during slip control at this step of M12, TCL58 will choose target driving torque TOS for slip control in M13 as policy objective driving torque TO, and will output this to ECU54. The map for asking for throttle opening thetaT by making the engine rotational frequency NE and an engine's 11 driving torque into a parameter is memorized by ECU54, and ECU54 reads target throttle opening thetaTO corresponding to the current engine rotational frequency NE and this target driving torque TOS to it using this map in M14. Subsequently, ECU54 asks for the deflection of this target throttle opening thetaTO and actual throttle opening thetaT outputted from the throttle opening sensor 56, it sets the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls of a pair as the value corresponding to said deflection, and it controls it so that actual throttle opening thetaT falls a current by actuation of a sink and an actuator 36 at desired value thetaTO in the solenoid of the plungers 47 and 52 of each solenoid valves 46 and 51 for torque controls.

If it judges that Flag FS is not set during slip control at said step of M12, it will judge whether Flag FCL is set during low mu way revolution control in M15.

If it judges that Flag FCL is set during low mu way revolution control at this step of M15, the target driving torque TOL for low mu way revolution control will be chosen in M16 as policy objective driving torque TO, and it will shift to the step of M14.

Moreover, if it judges that Flag FCL is not set during low mu way revolution control at the step of M15, it will judge whether Flag FCH is set during quantity mu way revolution control in M17.

And if it judges that Flag FCH is set during quantity mu way revolution control at this step of M17, the target driving torque TOH for quantity mu way revolution control will be chosen in M18 as policy objective driving torque TO, and it will shift to the step of M14.

On the other hand, if it judges that Flag FCH is not set during quantity mu way revolution control at said step of M17, as a result of TCL's58 outputting an engine's 11 maximum torque as policy objective driving torque TO and ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 will generate the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator. In this case, in this example, the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls of a pair is not unconditionally made 0%, but when actual accelerator opening thetaA is compared with the maximum throttle opening regulation value and accelerator opening thetaA exceeds the maximum throttle opening regulation value, ECU54 determines the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls of a pair, and drives plungers 47 and 52 so that throttle opening thetaA may become the maximum throttle opening regulation value. Although this maximum throttle opening regulation value was made into the function of the engine rotational frequency NE and is set as a close-by-pass-bulb-completely condition or its near above a certain value (for example, 2000rpm), it is set up in the field of low rotation not more than this so that it may become small gradually with the fall of the engine rotational frequency NE even at dozens of% of opening.

The reason for regulating such throttle opening thetaT is for raising the responsibility of control at the time of judging that there is the need that TCL58 reduces an engine's 11 driving torque. That is, in order that the design plan of the current car 68 may raise the acceleration nature and the maximum output of a car 68, when it is in the inclination which enlarges extremely the diameter of a boa of a throttle body 16 (path cross section) and an engine 11 is in a low rotation field, an inhalation air content will be saturated with about dozens of % by throttle opening thetaT. Then, it is because the deflection of target throttle opening thetaTO when there is a reduction command of driving torque by regulating in the location defined beforehand, and

actual throttle opening θ_T decreases and it can lower to target throttle opening θ_{TO} quickly rather than it sets throttle opening θ_T as full open or its near according to the amount of treading in of an accelerator pedal 26.

Although two kinds of target driving torque for revolution control of a quantity μ way and a low μ way was computed, the target driving torque for revolution control corresponding to the middle road surface of a quantity μ way and a low μ way is computed further, and you may make it choose final target driving torque from such target driving torque in the example mentioned above.

On the contrary, since target driving torque TOS for this slip control is generally always smaller than said target driving torque TOM for revolution control when one kind of target driving torque TOM for revolution control is computed and it is [slip] under control, naturally it is also possible to give priority to and choose target driving torque TOS for this slip control as the target driving torque TOM for revolution control. as shown in Fig. 25 showing the flow of processing of other one example by such this invention, after computing by the approach same with having mentioned above the target driving torque TOM target driving torque TOS for slip control, and for revolution control in M21, it judges whether Flag FS is set during slip control in M22.

If it judges that Flag FS is set during slip control at this step of M22, target driving torque TOS for slip control will be chosen in M23 as policy objective driving torque TO. And ECU54 reads target throttle opening θ_{TO} corresponding to the current engine rotational frequency NE and this target driving torque TOS from the map memorized by this ECU54 in M24. It asks for the deflection of this target throttle opening θ_{TO} and actual throttle opening θ_T outputted from the throttle opening sensor 56. The rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls of a pair is set as the value corresponding to said deflection. A current to the solenoid of the plungers 47 and 52 of each solenoid valves 46 and 51 for torque controls A sink, It controls so that actual throttle opening θ_T falls in desired value θ_{TO} by actuation of an actuator 36.

If it judges that Flag FS is not set during slip control at said step of M22, it will judge whether Flag FM is set during revolution control in M25.

If it judges that Flag FM is set during revolution control at this step of M25, the target driving torque TOM for revolution control will be chosen in M26 as policy objective driving torque TO, and it will shift to the step of M24.

On the other hand, if it judges that Flag FM is not set during revolution control at said step of M25, as a result of TCL's58 outputting an engine's 11 maximum torque as policy objective driving torque TO and ECU's54 reducing the rate of duty of the solenoid valves 46 and 51 for torque controls to a side 0% by this, an engine 11 will generate the driving torque according to the amount of treading in of the accelerator pedal 26 by the operator.

<Effect of the invention> Since the cornering drag which according to the car revolution control unit of this invention changes with lateral acceleration to this load load torque while facing setting up target driving torque and considering load load torque was included as concretely explained above based on the example, much more exact target driving torque can be set up. For this reason, compared with the case where a cornering drag is not taken into consideration, the mistake to which lateral acceleration sets target driving torque too little in the large range can be prevented, and can carry out revolution transit more promptly within safe limits.

[Translation done.]

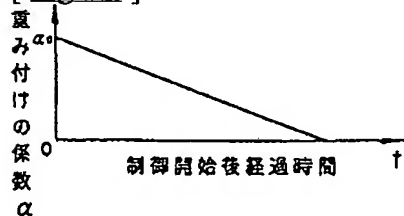
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

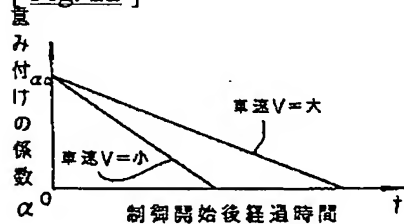
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

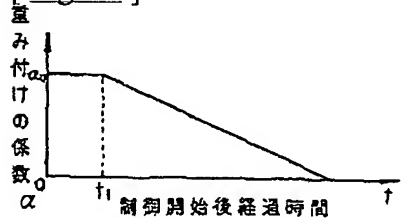
[Fig. 21]



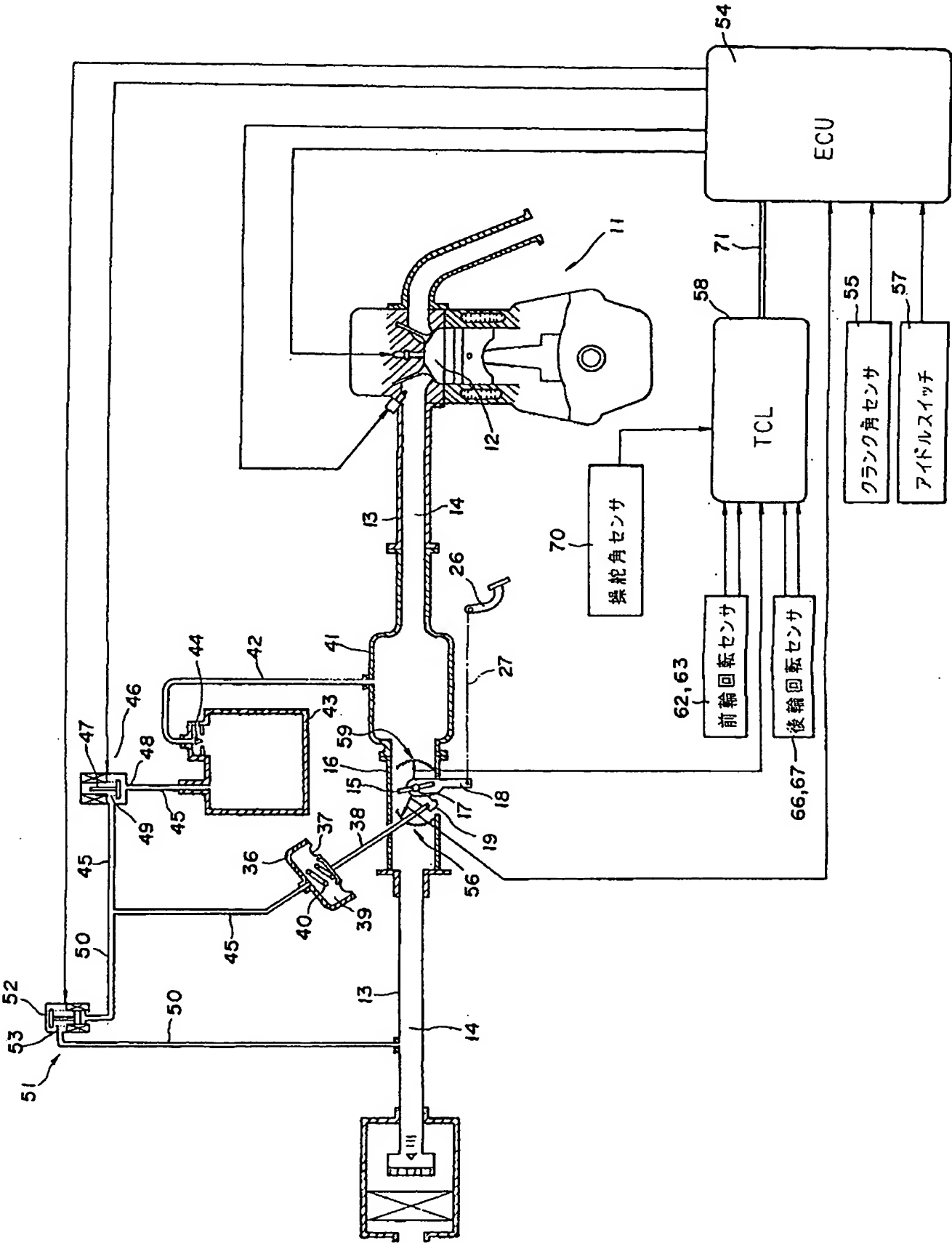
[Fig. 22]



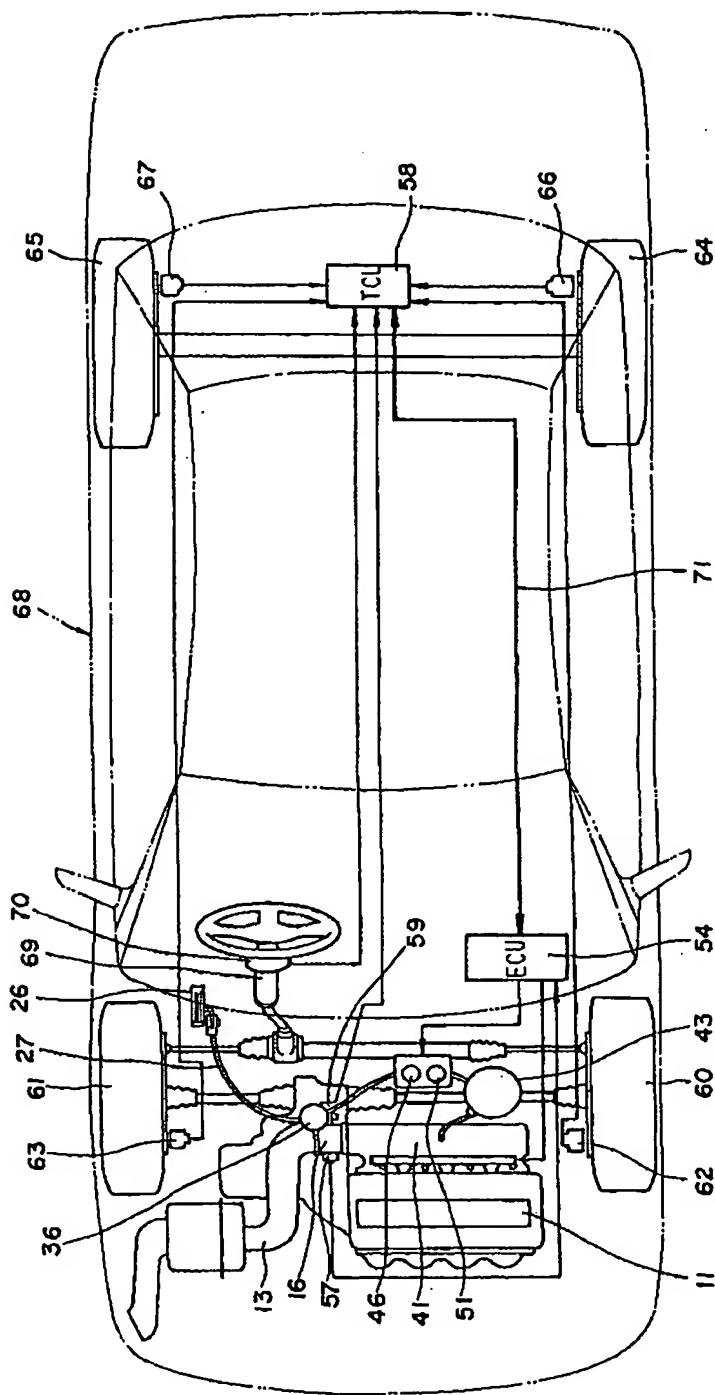
[Fig. 23]



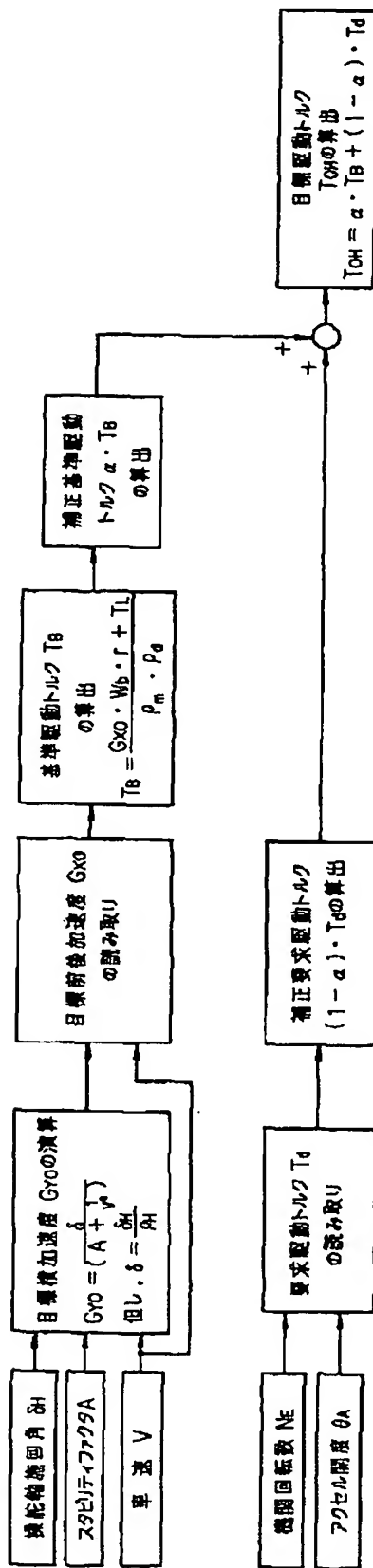
[Fig. 1]



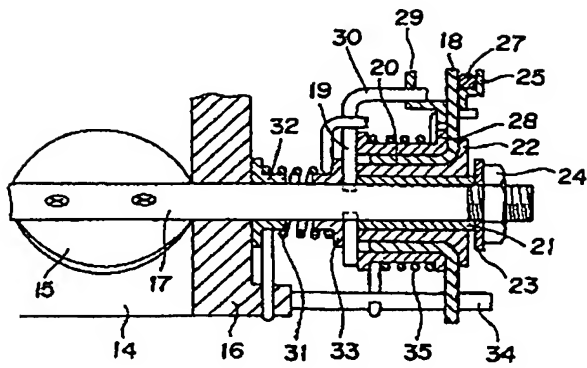
[Fig. 2]



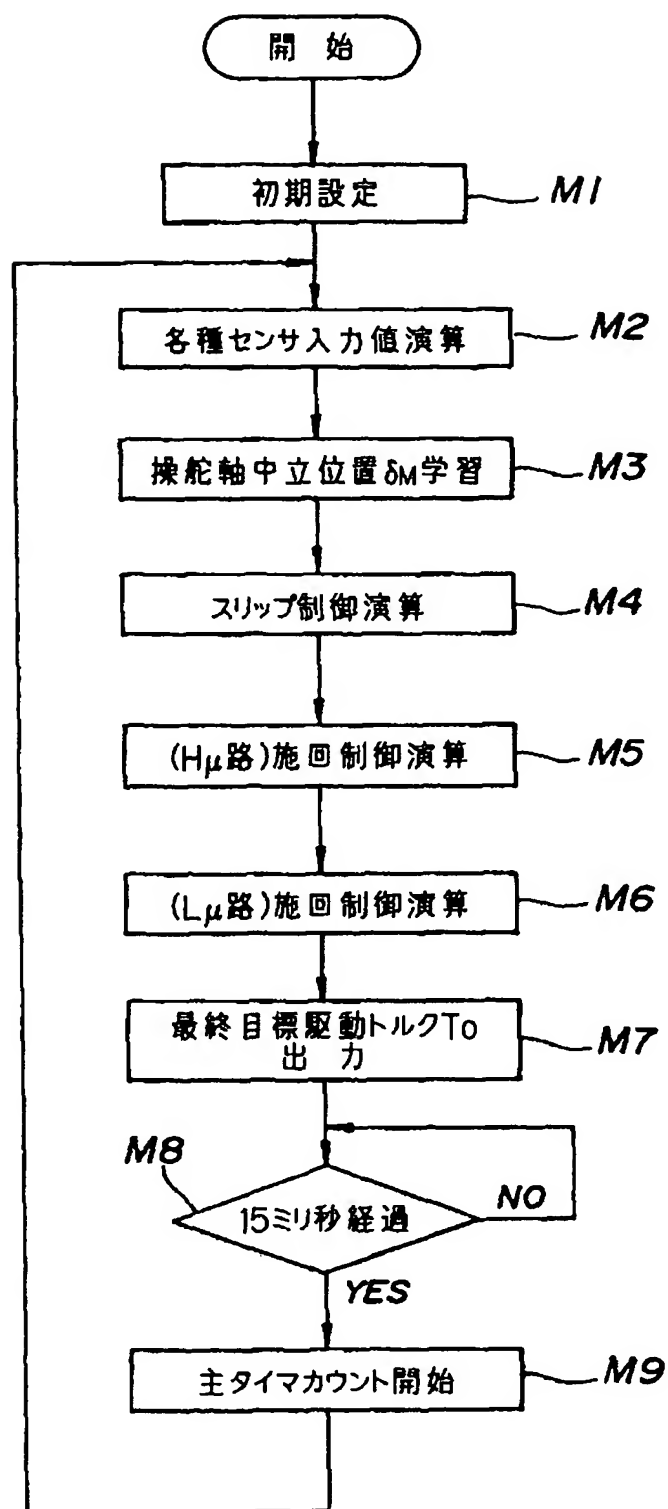
[Fig. 11]



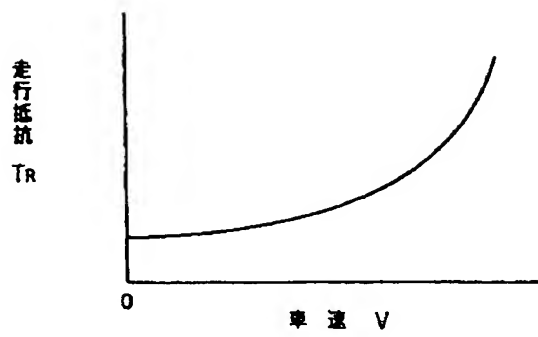
[Fig. 3]



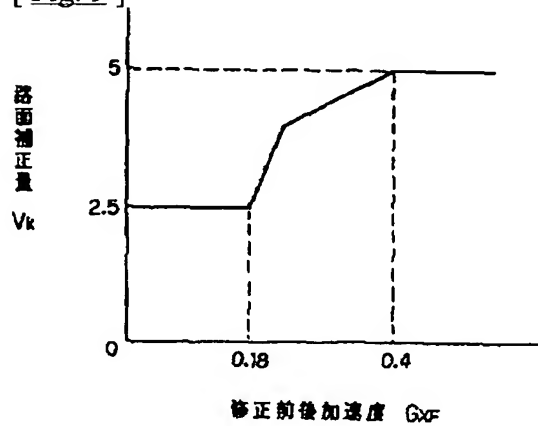
[Fig. 4]



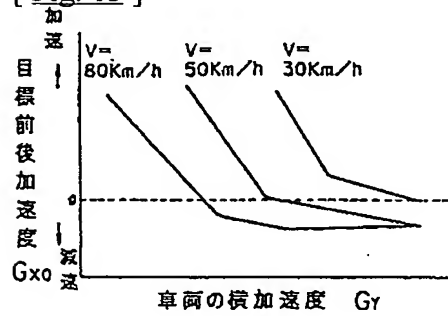
[Fig. 8]



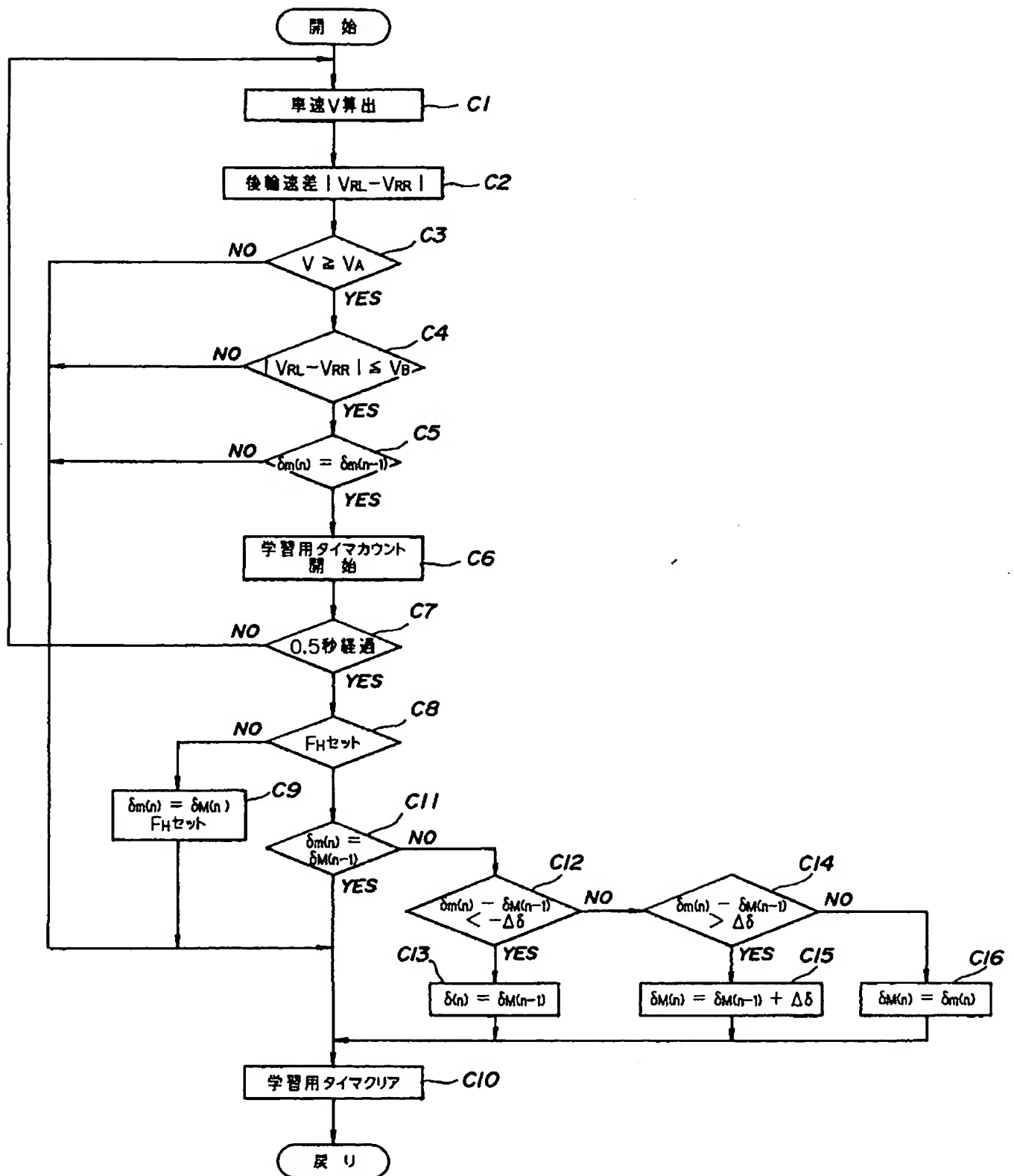
[Fig. 9]



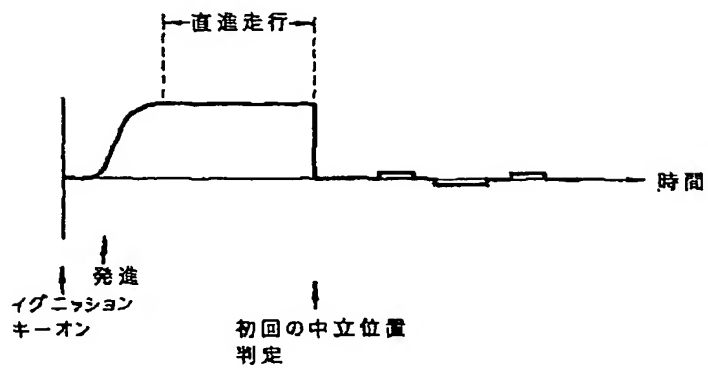
[Fig. 13]



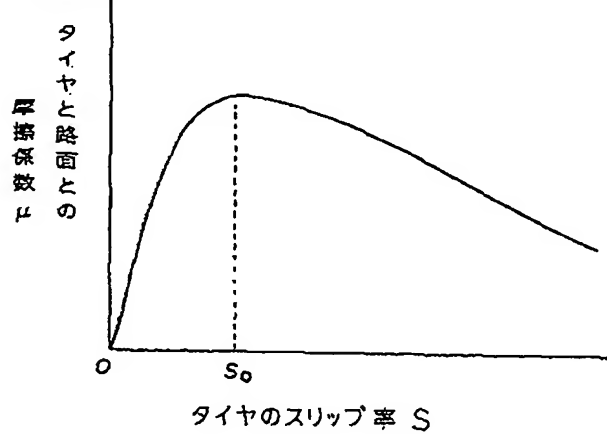
[Fig. 5]



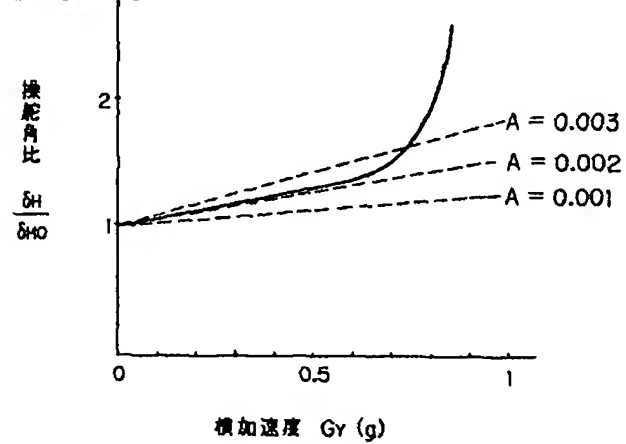
[Fig. 6]



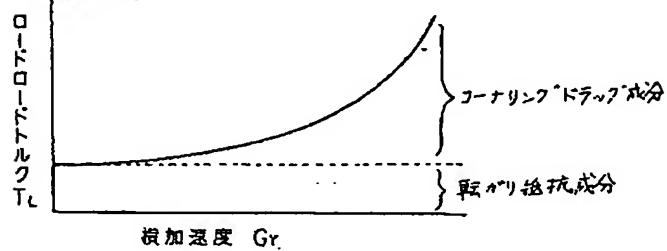
[Fig. 7]



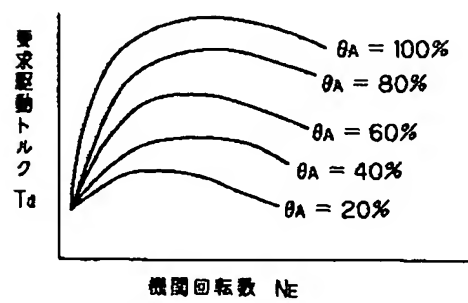
[Fig. 12]



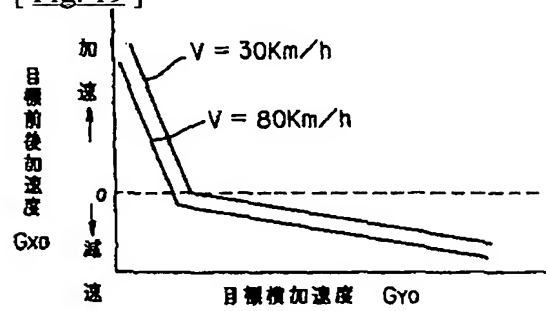
[Fig. 14]



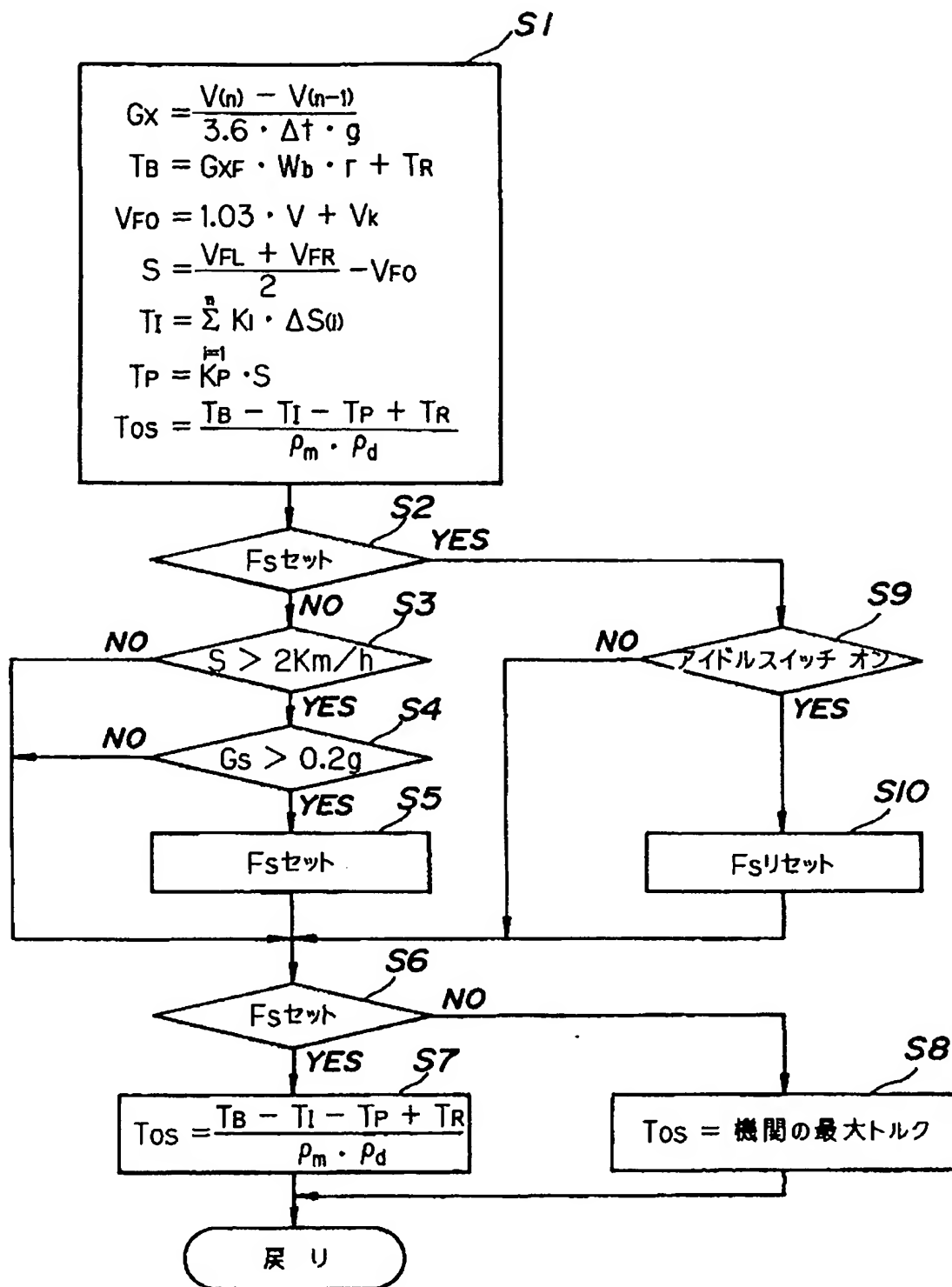
[Fig. 15]



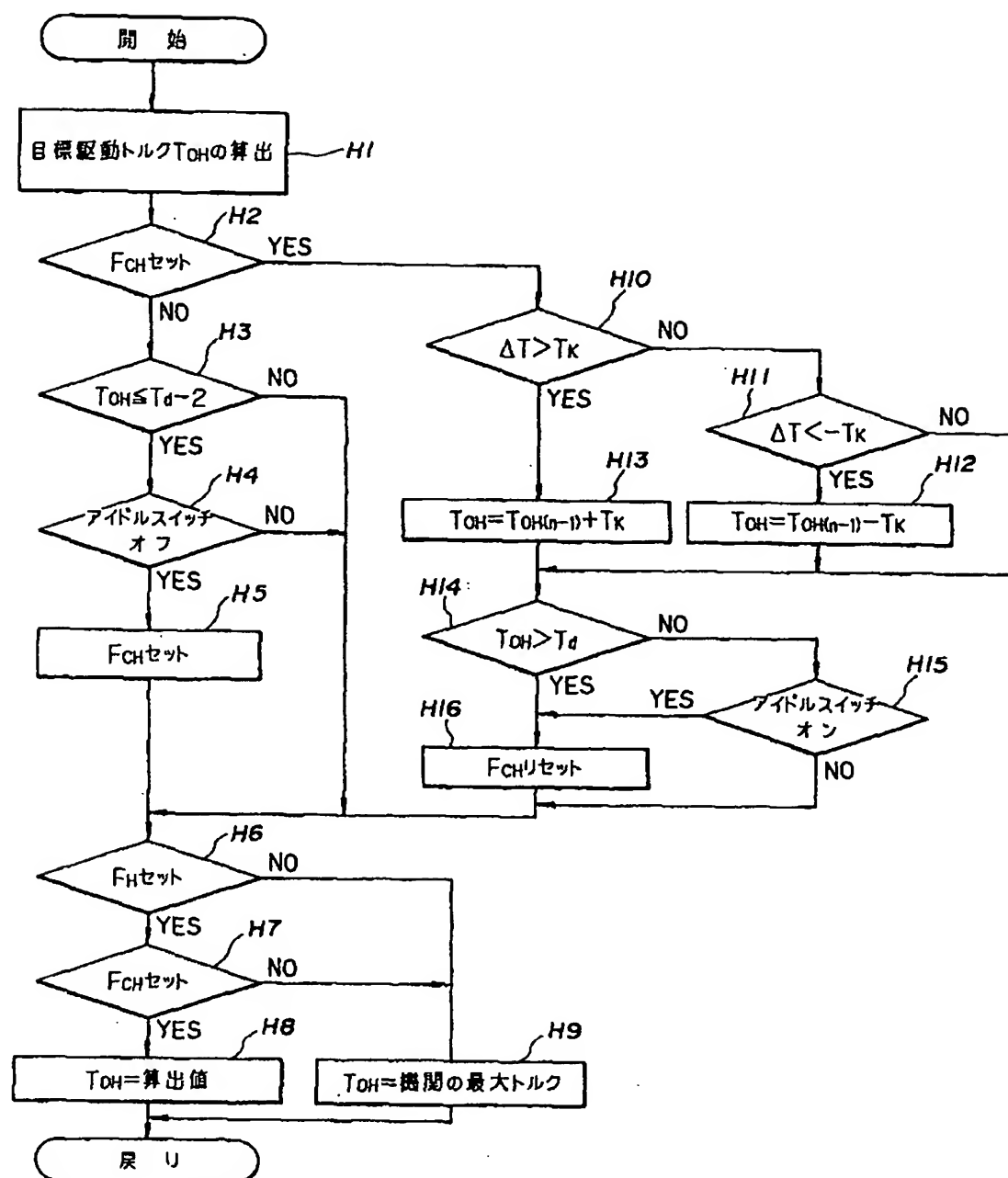
[Fig. 19]



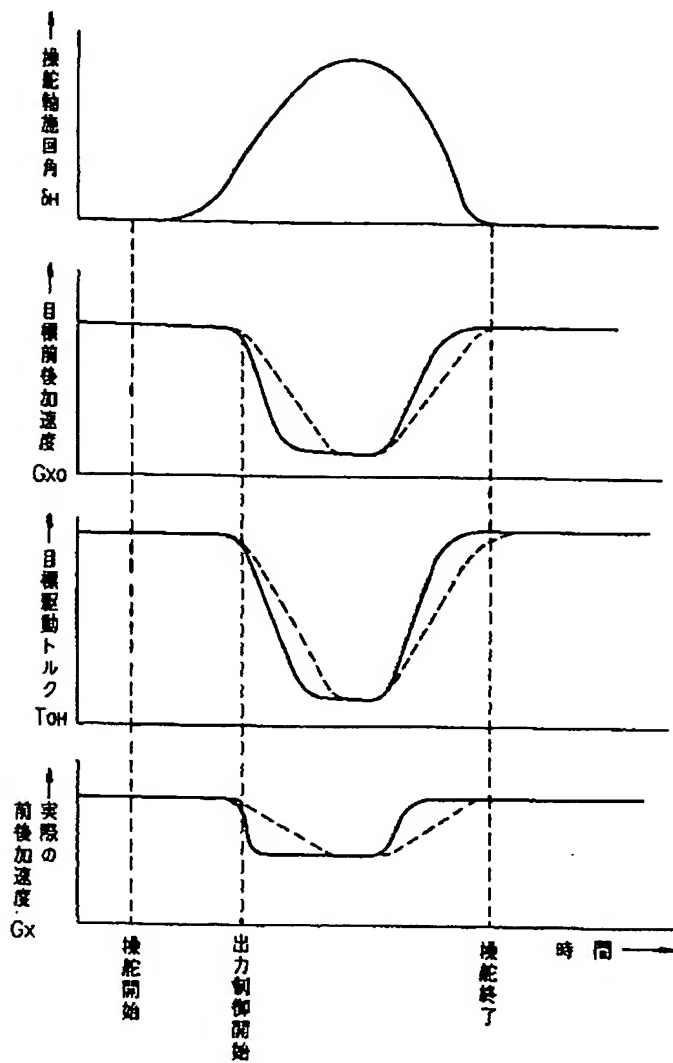
[Fig. 10]



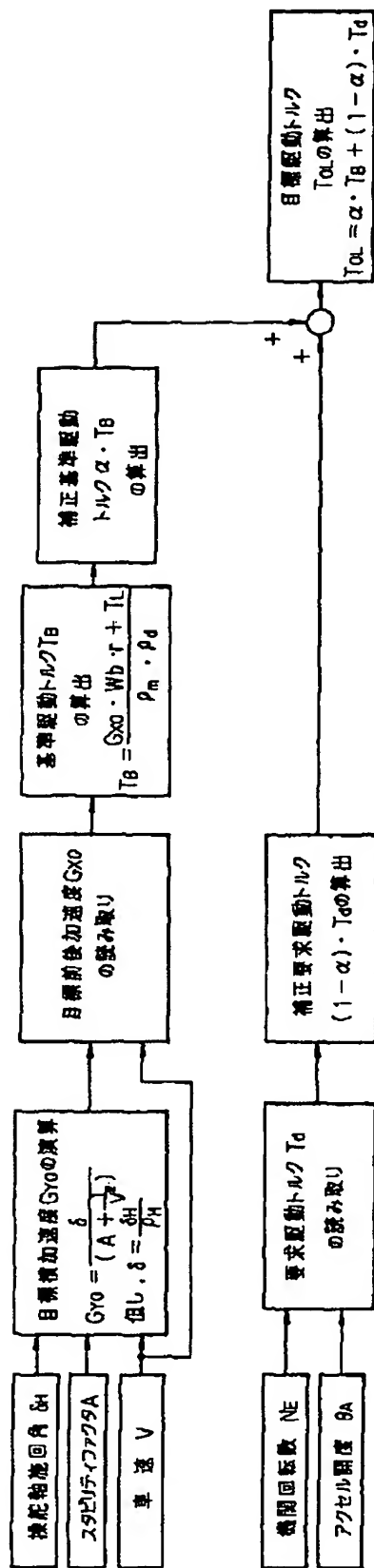
[Fig. 16]



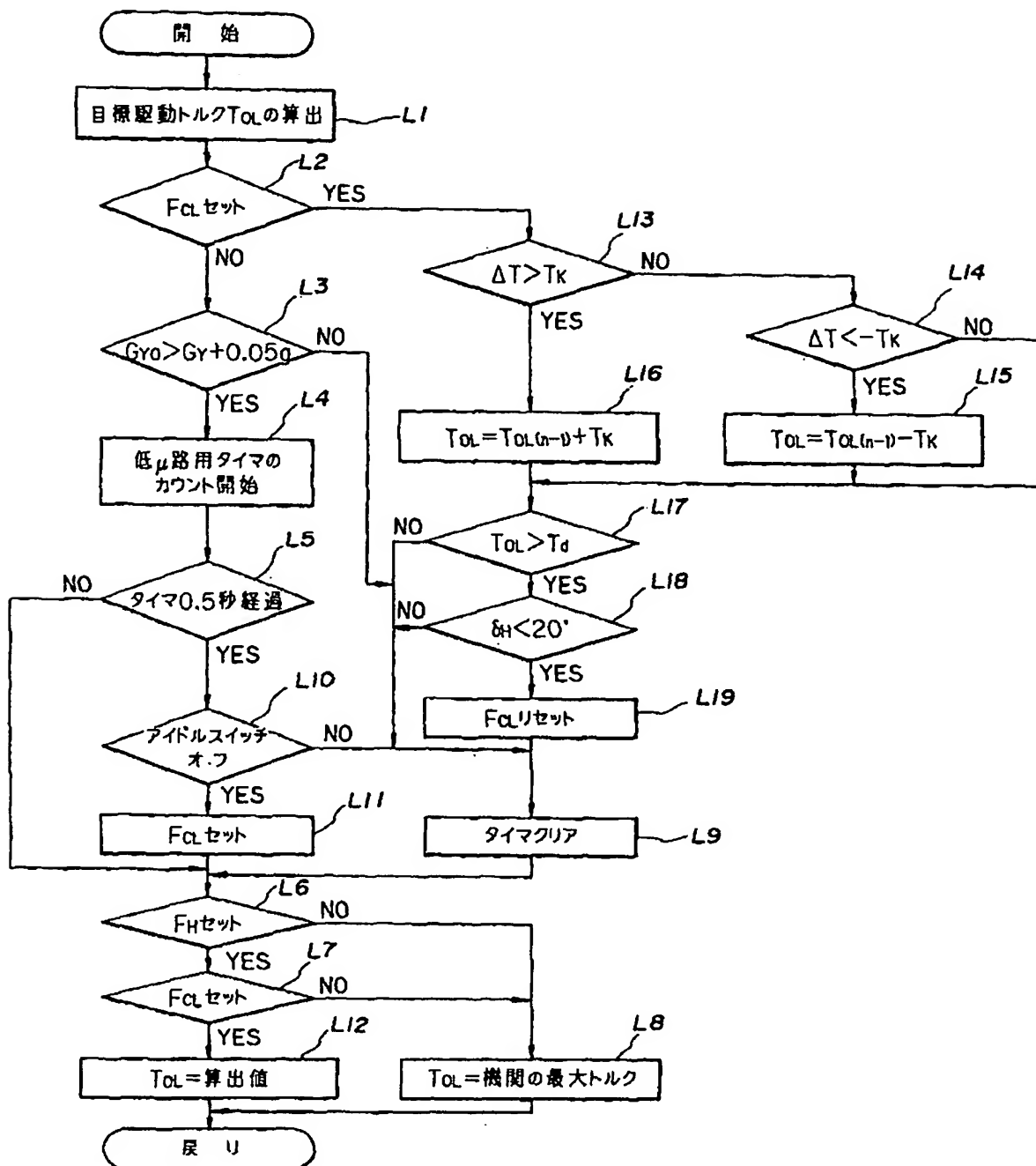
[Fig. 17]



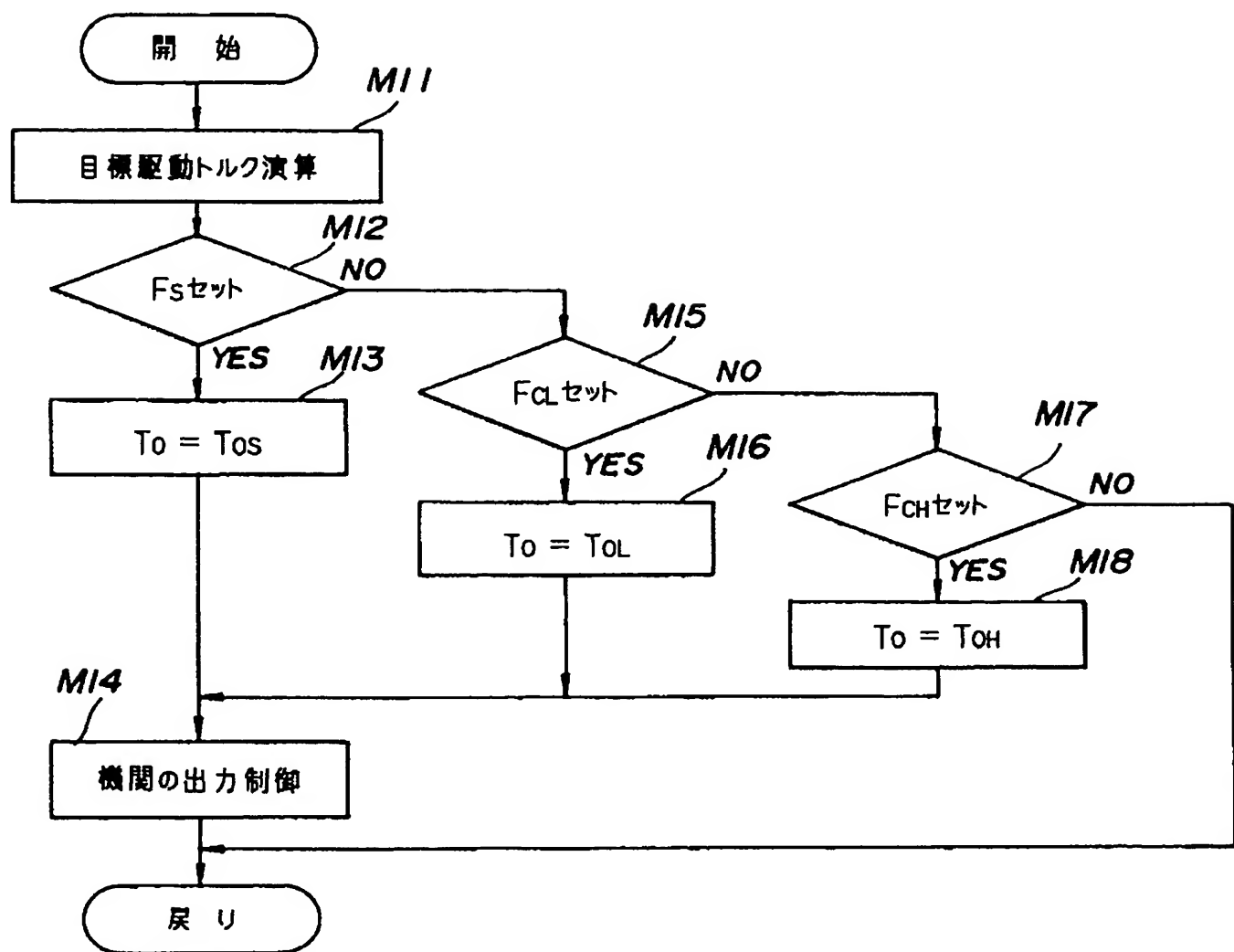
[Fig. 18]



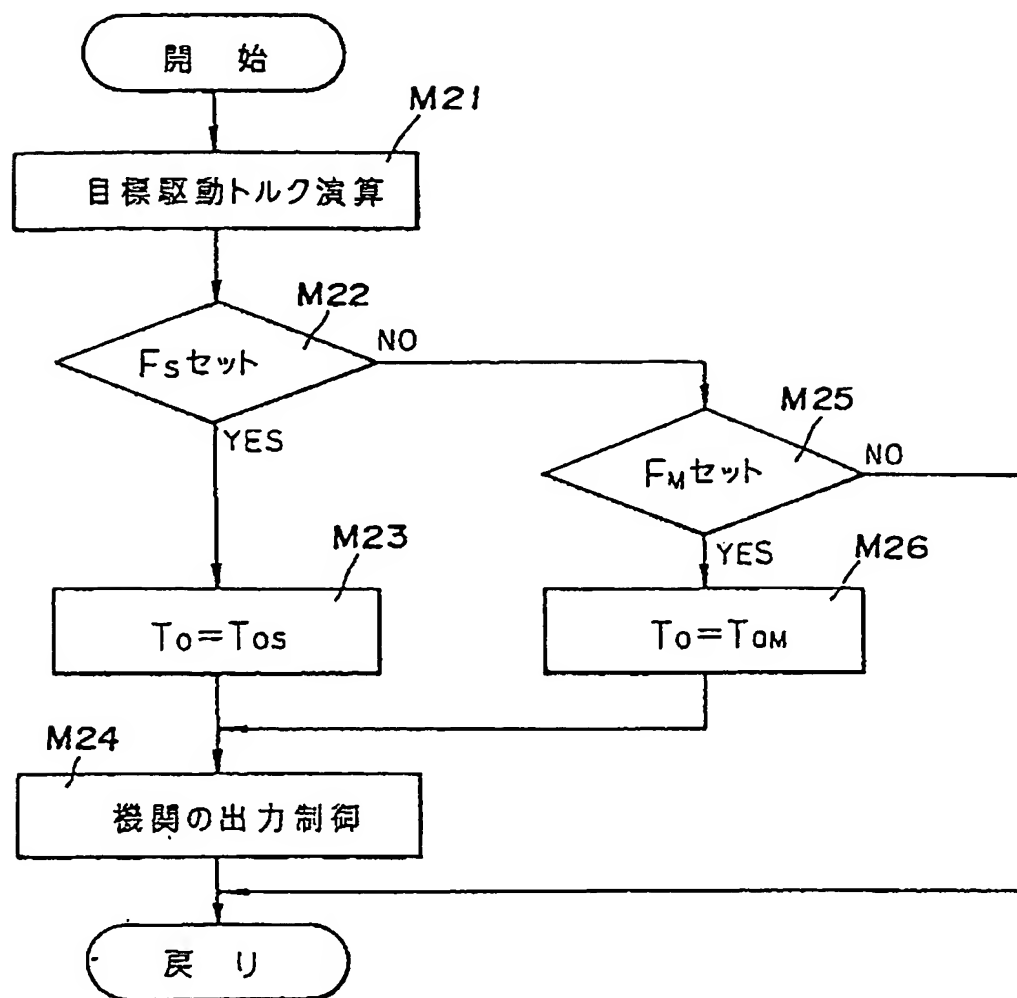
[Fig. 20]



[Fig. 24]



[Fig. 25]



[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11)特許番号

第2518445号

(45)発行日 平成8年(1996)7月24日

(24)登録日 平成8年(1996)5月17日

| (51)Int.Cl. ⁶ | 識別記号 | 庁内整理番号 | F I | 技術表示箇所 |
|--------------------------|-------|--------|---------------|---------|
| F 0 2 D 29/02 | 3 1 1 | | F 0 2 D 29/02 | 3 1 1 A |
| 41/04 | 3 1 0 | | 41/04 | 3 1 0 G |
| 45/00 | 3 4 5 | | 45/00 | 3 4 5 G |

請求項の数1(全 25 頁)

| | | | |
|-------------|------------------|----------|--|
| (21)出願番号 | 特願平2-124288 | (73)特許権者 | 999999999 三菱自動車工業株式会社 東京都港区芝5丁目33番8号 |
| (22)出願日 | 平成2年(1990)5月16日 | (72)発明者 | 磯田 桂司 東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内 |
| (65)公開番号 | 特開平3-258941 | (72)発明者 | 繁原 暁雄 東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内 |
| (43)公開日 | 平成3年(1991)11月19日 | (72)発明者 | 大崎 正喜 東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内 |
| (31)優先権主張番号 | 特願平2-17837 | (74)代理人 | 弁理士 光石 俊郎 |
| (32)優先日 | 平2(1990)1月30日 | | |
| (33)優先権主張国 | 日本(J P) | 審査官 | 宮崎 侑久 |

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 車両の旋回制御装置

1

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】運転者による操作とは独立に機関の駆動トルクを低減させるトルク制御手段と、旋回中の横加速度の大きさに応じて車両の前後方向の目標となる加速度を設定すると共に該加速度にロードロードトルクを加味して目標駆動トルクを設定し且つ前記機関の駆動トルクを該目標駆動トルクとなるように前記トルク制御手段を制御する旋回制御ユニットとを具えた車両において、前記ロードロードトルクには転がり抵抗成分及び前記横加速度に応じて変化するコーナリングドラッグ成分を含むことを特徴とする車両の旋回制御装置。

【発明の詳細な説明】

〈産業上の利用分野〉

本発明は、車両の旋回時に発生する横加速度に応じて機関の駆動トルクを迅速に低減させ、この旋回動作を容

2

易且つ安全に行い得るようにした車両の旋回制御装置に関する。

〈従来の技術〉

旋回路を走行中の車両には、その走行方向と直角な方向の横加速度に対応した遠心力が発生するため、旋回路に対する車両の走行速度が高すぎる場合には、タイヤのグリップ力の限界を越えて車体が横滑りを起こす虞がある。

このような場合、機関の出力を適正に下げて旋回路に対応した旋回半径で車両を安全に走行させるためには、特に旋回路の出口が確認できないような場合、或いは旋回路の曲率半径が次第に小さくなっているような場合、極めて高度な運転技術が要求される。

いわゆるアンダーステアリング傾向を有する一般的な車両においては、車両に加わる横加速度の増大に伴って

操舵量を漸増させる必要があるが、この横加速度は各車両に特有の或る値を越えると、操舵量が急増して先にも述べたように安全な旋回走行が困難となったり、或いは不可能となる特性を持っている。特に、アンダーステアリング傾向の強いフロントエンジン前輪駆動形式の車両においては、この傾向が顕著となることは周知の通りである。

このようなことから、車両の横加速度を検出し、車両が旋回困難或いは旋回不能となる旋回限界の前に、運転者によるアクセルペダルの踏み込み量とは関係無く、強制的に機関の出力を低下させるようにした出力制御装置が考えられ、運転者が必要に応じてこの出力制御装置を利用した走行と、アクセルペダルの踏み込み量に対応して機関の出力を制御する通常の走行とを選択できるようにしたものが見出されている。

〈発明が解決しようとする課題〉

車両の走行安全性を考慮した場合、車両の横加速度を検出し、この車両が旋回困難或いは旋回不能となる前に運転者によるアクセルペダルの踏み込み量とは関係なく強制的に機関の出力を低下させる出力制御装置を車両に搭載しておくことが望ましい。

ところが、従来では、横加速度により目標となる前後方向の加速度を設定し、更にこの加速度に路面の抵抗として一定のロードロードトルクを加えているだけであった。ここで、旋回時における実際のロードロードトルクは転がり抵抗線分だけではなく、遠心力方向に対する抵抗であるコーナリングドラッグ (cornering-drag) を含むものであるが、従来ではコーナリングドラッグは横加速度に応じて変化しないか、或いは、その変化は小さいとしていた事になる。

しかし、実際に測定したところ、その変化は横加速度が大きくなるに従って、大きくなり、その変化量は無視出来ないものであることが判明した。

本発明は、斯かる観点に基づいてなされたものであり、旋回時におけるコーナリングドラッグを考慮して目標駆動トルクを設定することのできる車両の旋回制御装置を提供することを目的とするものである。

〈課題を解決するための手段〉

本発明による車両の旋回制御装置は運転者による操作とは独立に機関の駆動トルクを低減させるトルク制御手段と、旋回中の横加速度の大きさに応じて車両の前後方向の目標となる加速度を設定すると共に該加速度にロードロードトルクを加味して目標駆動トルクを設定し且つ前記機関の駆動トルクを該目標駆動トルクとなるように前記トルク制御手段を制御する旋回制御ユニットとを具えた車両において、前記ロードロードトルクには転がり抵抗成分及び前記横加速度に応じて変化するコーナリングドラッグ成分を含むことを特徴とする。

〈作用〉

旋回時におけるロードロードトルクは転がり抵抗成分

だけでなく、コーナリングドラッグ成分を含み、このコーナリングドラッグは横加速度が大きくなればなるほど、大きくなる。この為、本発明では、コーナリングドラッグ成分を無視することなく、横加速度に応じて変化するコーナリングドラッグを加味して目標駆動トルクを設定するので、一層適正な制御が行える。

〈実施例〉

本発明による車両の出力制御方法を前輪駆動形式の車両に応用した一実施例の概念を表す第1図及びその車両の概略構造を表す第2図に示すように、機関11の燃焼室12に連結された吸気管13の途中には、この吸気管13によって形成される吸気通路14の開度を変化させ、燃焼室12内に供給される吸入空気量を調整するスロットル弁15を組み込んだスロットルボディ16が介装されている。第1図及び筒状をなすこのスロットルボディ16の部分の拡大断面構造を表す第3図に示すように、スロットルボディ16にはスロットル弁15を一体に固定したスロットル軸17の両端部が回動自在に支持されている。吸気通路14内に突出するこのスロットル軸17の一端部には、アクセルレバー18とスロットルレバー19とが同軸状をなして嵌合されている。

前記スロットル軸17とアクセルレバー18の筒部20との間には、ブッシュ21及びスペーサ22が介装され、これによってアクセルレバー18はスロットル軸17に対して回動自在となっている。更に、スロットル軸17の一端側に取り付けた座金23及びナット24により、スロットル軸17からアクセルレバー18が抜け外れるのを未然に防止している。又、このアクセルレバー18と一体のケーブル受け25には、運転者によって操作されるアクセルペダル26がケーブル27を介して接続しており、アクセルペダル26の踏み込み量に応じてアクセルレバー18がスロットル軸17に対して回動するようになっている。

一方、前記スロットルレバー19はスロットル軸17と一体に固定されており、従ってこのスロットルレバー19を操作することにより、スロットル弁15がスロットル軸17と共に回動する。又、アクセルレバー18の筒部20にはカラー28がこれと同軸一体に嵌着されており、前記スロットルレバー19の先端部には、このカラー28の一部に形成した爪部29に係止し得るストッパ30が形成されている。これら爪部29とストッパ30とは、スロットル弁15が開く方向にスロットルレバー19を回動させるか、或いはスロットル弁15が閉まる方向にアクセルレバー18を回動させた場合に相互に係止するような位置関係に設定されている。

前記スロットルボディ16とスロットルレバー19との間には、スロットルレバー19のストッパ30をアクセルレバー18の爪部29に押し付けてスロットル弁15を開く方向に付勢するねじりコイルばね31が、スロットル軸17に嵌合された筒状をなす一対のばね受け32, 33を介し、このスロットル軸17と同軸状をなして装着されている。又、ス

ロットルボディ16から突出するストップビン34とアクセルレバー18との間にも、アクセルレバー18の爪部29をスロットルレバー19のストップ30に押し付けてスロットル弁15を閉じる方向に付勢し、アクセルペダル26に対してディテント感を付与するためのねじりコイルばね35が前記カラー28を介してアクセルレバー18の筒部20にスロットル軸17と同軸状をなして装着されている。

前記スロットルレバー19の先端部には、基端をアクチュエータ36のダイヤフラム37に固定した制御棒38の先端部が連結されている。このアクチュエータ36内に形成された圧力室39には、前記ねじりコイルばね31と共にスロットルレバー19のストップ30をアクセルレバー18の爪部29に押し付けてスロットル弁15を開く方向に付勢する圧縮コイルばね40が組み込まれている。そして、これら二つのばね31、40のばね力の和よりも、前記ねじりコイルばね35のばね力のほうが大きく設定され、これによりアクセルペダル26を踏み込むか、或いは圧力室39内の圧力を前記二つのばね31、40のばね力の和よりも大きな負圧にしない限り、スロットル弁15は開かないようになっている。

前記スロットルボディ16の下流側に連結されて吸気通路14の一部を形成するサージタンク41には、接続配管42を介してバキュームタンク43が連通しており、このバキュームタンク43と接続配管42との間には、バキュームタンク43からサージタンク41への空気移動のみ許容する逆止め弁44が介装されている。これにより、バキュームタンク43内の圧力はサージタンク41内の最低圧力とほぼ等しい負圧に設定される。

これらバキュームタンク43内と前記アクチュエータ36の圧力室39とは、配管45を介して連通状態となっており、この配管45の途中には非通電時閉塞型の第一のトルク制御用電磁弁46が設けられている。つまり、このトルク制御用電磁弁46には配管45を塞ぐようにプランジャ47を弁座48に付勢するばね49が組み込まれている。

又、前記第一のトルク制御用電磁弁46とアクチュエータ36との間の配管45には、スロットル弁15よりも上流側の吸気通路14に連通する配管50が接続している。そして、この配管50の途中には非通電時開放型の第二のトルク制御用電磁弁51が設けられている。つまり、このトルク制御用電磁弁51には配管50を開放するようにプランジャ52を付勢するばね53が組み込まれている。

前記二つのトルク制御用電磁弁46、51には、機関11の運転状態を制御する電子制御ユニット54（以下、これをECUと呼称する）がそれぞれ接続し、このECU54からの指令に基づいてトルク制御用電磁弁46、51に対する通電のオン、オフがデューティ制御されるようになっており、本実施例ではこれら全体で本発明のトルク制御手段を構成している。

例えば、トルク制御用電磁弁46、51のデューティ率が0%の場合、アクチュエータ36の圧力室39がスロットル

弁15よりも上流側の吸気通路14内の圧力とほぼ等しい大気圧となり、スロットル弁15の開度はアクセルペダル26の踏み込み量に一对一で対応する。逆に、トルク制御用電磁弁46、51のデューティ率が100%の場合、アクチュエータ36の圧力室39がバキュームタンク43内の圧力とほぼ等しい負圧となり、制御棒38が第1図中、左斜め上方に引き上げられる結果、スロットル弁15はアクセルペダル26の踏み込み量に関係なく閉じられ、機関11の駆動トルクが強制的に低減させられた状態となる。このようにして、トルク制御用電磁弁46、51のデューティ率を調整することにより、アクセルペダル26の踏み込み量に関係なくスロットル弁15の開度を変化させ、機関11の駆動トルクを任意に調整することができる。

前記ECU54には、機関11に取り付けられて機関回転数を検出するクランク角センサ55と、スロットルボディ16に取り付けられてスロットルレバー19の開度を検出するスロットル開度センサ56と、スロットル弁15の全閉状態を検出するアイドルスイッチ57とが接続し、これらクランク角センサ55及びスロットル開度センサ56及びアイドルスイッチ57からの出力信号がそれぞれ送られる。

又、機関11の目標駆動トルクを算出するトルク演算ユニット（以下、これをTCLと呼称する）58には、前記スロットル開度センサ56及びアイドルスイッチ57と共にスロットルボディ16に取り付けられてアクセルレバー18の開度を検出するアクセル開度センサ59と、駆動輪である左右一対の前輪60、61の回転速度をそれぞれ検出する前輪回転センサ62、63と、従動輪である左右一対の後輪64、65の回転速度をそれぞれ検出する後輪回転センサ66、67と、車両68の直進状態を基準として旋回時における操舵軸69の旋回角を検出する操舵角センサ70とが接続し、これらセンサ59、62、63、66、67、70からの出力信号がそれぞれ送られる。

ECU54とTCL58とは、通信ケーブル71を介して結ばれており、ECU54からは機関回転数やアイドルスイッチ57からの検出信号の他に吸入空気量等の機関11の運転状態の情報がTCL58に送られる。逆に、TCL58からはこのTCL58にて演算された目標駆動トルクに関する情報がECU54に送られる。

本実施例による制御の大まかな流れを表す第4図に示すように、本実施例ではスリップ制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{os} と、乾燥路等のように摩擦係数の比較的高い路面（以下、これを高 μ 路と呼称する）での旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{oh} と、凍結路や湿潤路等のように摩擦係数の比較的低い路面（以下、これを低 μ 路と呼称する）での旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{ol} とをTCL58にて常に並行して演算し、これら3つの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{oh} 、 T_{ol} から最適な最終目標駆動トルク T_o を選択し、機関11の駆動トルクを必要に応じて低減できるようにしている。

具体的には、図示しないイグニッションキーのオン操作により本実施例の制御プログラムが開始され、M1にてまず操舵軸旋回位置の初期値 $\delta_{n(0)}$ の読み込みを行うと共に各種フラグのリセット或いはこの制御のサンプリング周期である15ミリ秒毎の主タイマのカウント開始等の初期設定を行う。

そして、M2にて各種センサからの検出信号に基づいてTCL58は車速V等を演算し、これに続いて前記操舵軸69の中立位置 δ_M をM3にて学習補正する。この車両68の操舵軸69の中立位置 δ_M は、前記イグニッションキーのオン操作の度に初期値 $\delta_{n(0)}$ が読み込まれるが、この初期値 $\delta_{n(0)}$ は車両68が後述する直進走行条件を満たした場合にのみ学習補正され、イグニッションキーがオフ状態となるまでこの初期値 $\delta_{n(0)}$ が学習補正されるようになっている。

次に、TCL58はM4にて前輪60,61と後輪64,65との回転差に基づいて機関11の駆動トルクを規制するスリップ制御を行う場合の目標駆動トルク T_{os} を演算し、M5にて高 μ 路での旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{oh} を演算し、同様にM6にて低 μ 路での旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルク T_{ol} を順次演算する。

$$V = \frac{V_{RL} + V_{RR}}{2}$$

但し、上式において V_{RL} 、 V_{RR} はそれぞれ左右一対の後輪64,65の周速度である。

次に、TCL58はC2にて左右一対の後輪64,65の周速度差（以下、これを後輪速差と呼称する） $|V_{RL} - V_{RR}|$ を算出する。

しかるのち、TCL58はC3にて車速Vが予め設定した閾値 V_A より大きいかな否かを判定する。この操作は、車両68がある程度的高速にならないと、操舵に伴う後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ 等が検出できないために必要なものであり、前記閾値 V_A は車両68の走行特性等に基づいて実験等により、例えば毎時20kmの如く適宜設定される。

そして、車速Vが閾値 V_A 以上であると判定した場合には、TCL58はC4にて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が予め設定した、例えば毎時0.1kmの如き閾値 V_B よりも小さいかな否か、つまり車両68が直進状態にあるかどうかを判定する。ここで、閾値 V_B を毎時0kmとしないのは、左右の後輪64,65がタイヤの空気圧が等しくない場合、車両68が直進状態であるにもかかわらず左右一対の後輪64,65の周速度 V_{RL} 、 V_{RR} が相違してしまうためである。

このC4のステップにて後輪速差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ が閾値 V_B 以下であると判定したならば、TCL58はC5にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{n(n)}$ が操舵角センサ70により検出した前回の操舵軸旋回位置 $\delta_{n(n-1)}$ と同一であるかどうかを判定する。この際、運転者の手振れ等による影響を受けないように、操舵角センサ70による操舵軸69の旋回検出分

そして、M7にてTCL58はこれらの目標駆動トルク T_{os} 、 T_{oh} 、 T_{ol} から最適な最終目標駆動トルク T_o を後述する方法で選択したのち、機関11の駆動トルクがこの最終目標駆動トルク T_o となるように、ECU54は一対のトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を制御し、これによって車両68を無理なく安全に走行させるようにしている。

このように、機関11の駆動トルクをM8にて主タイマのカウントダウンが終了するまで制御し、これ以降はM9にて主タイマのカウントダウンを再び開始し、そしてM2からこのM9までのステップを前記イグニッションキーがオフ状態になるまで繰り返すのである。

操舵軸69の中立位置 δ_M をM3のステップにて学習補正する理由は、車両68の整備時に前輪60,61のトーイン調整を行った場合や図示しない操舵歯車の磨耗等の経年変化によって、操舵軸69の旋回量と操舵輪である前輪60,61の実際の舵角 δ との間にずれが発生し、操舵軸69の中立位置 δ_M が変わってしまうことがあるためである。

この操舵軸69の中立位置 δ_M を学習補正する手順を表す第5図に示すように、TCL58は後輪回転センサ66,67からの検出信号に基づき、C1にて車速Vを下式（1）により算出する。

$$\dots (1)$$

解能を例えば5度前後に設定しておくことが望ましい。

このC5のステップにて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{n(n)}$ が前回の操舵軸旋回位置角 $\delta_{n(n-1)}$ と同一であると判定したならば、TCL58はC6にて現在の車両68が直進状態にあると判断し、このTCL58に内蔵された図示しない学習用タイマのカウントを開始し、これを例えば0.5秒間継続する。

次に、TCL58はC7にて学習用タイマのカウント開始から0.5秒経過したか否か、即ち車両68の直進状態が0.5秒継続したかどうかを判定する。この場合、車両68の走行当初においては学習用タイマのカウント開始から0.5秒経過していないので、車両68の走行当初はC1からC7までのステップが繰り返されることとなる。

そして、学習用タイマのカウント開始から0.5秒が経過したことを判断すると、TCL58はC8にて舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされているかな否か、即ち今回の学習制御が初回であるかな否かを判定する。

このC8のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされていないと判断した場合には、C9にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{n(n)}$ を新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_M(n)$ と見なしてこれをTCL58内のメモリに読み込み、舵角中立位置学習済フラグ F_H をセットする。

このようにして、新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_M(n)$ を設定したのち、この操舵軸69の中立位置 $\delta_M(n)$ を基準として操舵軸69の旋回角 δ_n を算出する一方、C10にて学習

用タイマのカウンタがクリアされ、再び舵角中立位置学習が行われる。

前記C8のステップにて舵角中立位置学習済フラグF_Hがセットされている、つまり舵角中立位置学習が二回目以降であると判断された場合、TCL58はC11にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{M(n)}$ が前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しい、即ち $\delta_{M(n)} = \delta_{M(n-1)}$ であるかどうかを判定する。そして、現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{M(n)}$ が前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しいと判定したならば、そのままC10のステップに戻って再び次の舵角中立位置学習が行われる。

C11のステップにて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{M(n)}$ が操舵系の遊び等が原因となって前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と等しくない判断した場合、現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{M(n)}$ をそのまま新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を判断せず、これらの差の絶対値が予め設定した補正制限量 $\Delta\delta$ 以上相違している場合には、前回の操舵軸82の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ に対してこの補正制限量 $\Delta\delta$ を減算或いは加算したものを新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ とし、これをTCL58内のメモリに読み込むようにしている。

つまり、TCL58はC12にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{M(n)}$ から前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ を減算した値が予め設定した負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも小さいか否かを判定する。そして、このC12のステップにて減算した値が負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも小さいと判断した場合には、C13にて新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を、前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と負の補正制限量 $-\Delta\delta$ とから

$$\delta_{M(n)} = \delta_{M(n-1)} - \Delta\delta$$

と変更し、一回当たりの学習補正量が無条件に負側へ大きくならないように配慮している。

これにより、何らかの原因によって操舵角センサ70から異常な検出信号が出力されたとしても、操舵軸69の中立位置 δ_M が急激には変化せず、この異常に対する対応を迅速に行うことができる。

一方、C12のステップにて減算した値が負の補正制限量 $-\Delta\delta$ よりも大きいと判断した場合には、C14にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{M(n)}$ から前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ を減算した値が正の補正制限量 $\Delta\delta$ よりも大きいと判断した場合には、C15にて新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ を前回の操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n-1)}$ と正の補正制限量 $\Delta\delta$ とから

$$\delta_{M(n)} = \delta_{M(n-1)} + \Delta\delta$$

と変更し、一回当たりの学習補正量が無条件に正側へ大きくならないように配慮している。

これにより、何らかの原因によって操舵角センサ70から異常な検出信号が出力されたとしても、操舵軸69の中

立位置 δ_M が急激には変化せず、この異常に対する対応を迅速に行うことができる。

但し、C14のステップにて減算した値が正の補正制限量 $\Delta\delta$ よりも小さいと判断した場合には、C16にて現在の操舵軸旋回位置 $\delta_{M(n)}$ を新たな操舵軸69の中立位置 $\delta_{M(n)}$ としてそのまま読み出す。

従って、前輪60,61を旋回状態のままにして停車中の車両68が発進した場合、この時の操舵軸69の中立位置 δ_M の変化状態の一例を表す第6図に示すように操舵軸69の中立位置 δ_M の学習制御が初回の時、前述したM1のステップにおける操舵軸旋回位置の初期値 $\delta_{M(0)}$ からの補正量は非常に大きなものとなるが、二回目以降の操舵軸69の中立位置 δ_M はC13, C14のステップにおける操作により、抑えられた状態となる。

このようにして操舵軸69の中立位置 δ_M を学習補正した後、車速Vと前輪60,61の周速度 V_{FL} , V_{FR} との差に基づいて機関11の駆動トルクを規制するスリップ制御を行う場合の目標駆動トルク T_{os} を演算する。

ところで、機関11で発生する駆動トルクを有効に働かせるためには、タイヤと路面との摩擦係数と、このタイヤのスリップ率との関係を表す第7図に示すように、走行中の前輪60,61のタイヤのスリップ率Sが、このタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応する目標スリップ率 S_0 或いはその近傍となるように、前輪60,61のスリップ量Sを調整し、車両68の加速性能を損なわないようにすることが望ましい。

ここで、タイヤのスリップ率Sは、

$$S = \frac{\frac{V_{FL} + V_{FR}}{2} - V}{V}$$

であり、このスリップ率Sがタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 或いはその近傍となるように、機関11の目標駆動トルク T_{os} を設定するが、その演算手順は以下の通りである。

まず、TCL58は前記(1)式により算出した今回の車速 $V(n)$ と一回前に算出した車速 $V(n-1)$ とから、現在の車両68の前後加速度 G_x 下式(2)により算出する。

$$G_x = \frac{V(n) - V(n-1)}{3.6 \cdot \Delta t \cdot g}$$

但し、 Δt は主タイマのサンプリング周期である15ミリ秒、 g は重力加速度である。

そして、この時の機関11の駆動トルク T_B を下式(2)により算出する。

$$T_B = G_x F \cdot W_b \cdot r + T_r \quad \dots (2)$$

ここで、 $G_x F$ は前述の前後加速度 G_x の変化を遅延させるローパスフィルタに通した修正前後加速度である。ローパスフィルタは、車両68の前後加速度 G_x がタイヤと路面との摩擦係数と等価であると見なすことができること

から、車両68の前後加速度 G_x が変化してタイヤのスリップ率 S がタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 或いはその近傍から外れそうになった場合でも、タイヤのスリップ率 S をタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 或いはその近傍に維持させるように、前後加速度 G_x を修正する機能を有する。又、 W_b は車体重量、 r は前輪60,61の有効半径、 T_r は走行抵抗であり、この走行抵抗 T_r は車速 V の関数として算出することができるが、本実施例では第8図に示す如きマップから求めている。

一方、車両68の加速中には路面に対して常に車輪のスリップ量が3%程度発生しているのが普通であり、又、砂利道等の悪路を走行する場合には、低 μ 路を走行する場合よりも目標スリップ率 S_0 に対応するタイヤと路面と

$$S = \frac{V_{FL} + V_{FR}}{2} - V_{FO} \quad \dots (4)$$

そして、下式(5)のようにこのスリップ量 S が主タイヤのサンプリング周期毎に積分係数 K_i を乗算されつつ積分され、目標駆動トルク T_{os} に対する制御の安定性を

$$T_i = \sum_{i=1}^n K_i \cdot S(i) \quad \dots (5)$$

同様に、下式(6)のようにスリップ量 S に比例する目標駆動トルク T_{os} に対して制御遅れを緩和するための比例補正トルク T_p が、比例係数 K_p を乗算されつつ算出される。

$$T_{os} = \frac{T_b - T_i - T_p + T_r}{\rho_m \cdot \rho_d} \quad \dots (7)$$

上式において ρ_m は図示しない変速機の変速比、 ρ_d は差動歯車の減速比である。

車両68には、スリップ制御を運転者が選択するための図示しない手動スイッチが設けられており、運転者がこの手動スイッチを操作してスリップ制御を選択した場合、以下に説明するスリップ制御の操作を行う。

このスリップ制御の処理の流れを表す第10図に示すように、TCL58はまずS1にて上述した各種データの検出及び演算処理により、目標駆動トルク T_{os} を算出するが、この演算操作は前記手動スイッチの操作とは関係なく行われる。

次に、S2にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定するが、最初はスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないので、TCL58はS3にて前輪60,61のスリップ量 S が予め設定した閾値、例えば毎時2kmよりも大きいと判断するか否かを判定する。

このS3のステップにてスリップ量 S が毎時2kmよりも大きいと判断すると、TCL58はS4にてスリップ量 S の変化率 ΔG_s が0.2gよりも大きいと判断するか否かを判定する。

このS4のステップにてスリップ量変化率 ΔG_s が0.2gよ

の摩擦係数の最大値が一般的に大きくなっている。従って、このようなスリップ量や路面状況を勘案して前輪60,61の周速度である目標駆動輪速度 V_{FO} を下式(3)により算出する。

$$V_{FO} = 1.03 \cdot V + V_k \quad \dots (3)$$

但し、 V_k は前記修正前後加速度 G_{XF} に対応して予め設定された路面補正量であり、修正前後加速度 G_{XF} の値が大きくなるにつれて段階的に増加するような傾向を持たせるが、本実施例では走行試験等に基づいて作成された第9図に示す如きマップからこの路面補正量 V_k を求めている。

次に、車速 V と目標駆動輪速度 V_{FO} との差であるスリップ量 S を前記(1)式及び(3)式に基づいて下式(4)により算出する。

高めるための積分補正トルク T_i (但し、 $T_i \leq 0$) が算出される。

$$T_p = K_p \cdot S \quad \dots (6)$$

そして、前記(2)、(5)、(6)式を利用して下式(7)により機関11の目標駆動トルク T_{os} を算出する。

りも大きいと判断すると、S5にてスリップ制御中フラグ F_s をセットし、S6にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを再度判定する。

このS6のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセット中であると判断した場合には、S7にて機関11の目標駆動トルク T_{os} として前記(7)式にて予め算出したスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} を採用する。

又、前記S6のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がリセットされていると判断した場合には、TCL58は目標駆動トルク T_{os} として機関11の最大トルクをS8にて出力し、これによりECU54はトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

尚、このS8のステップにてTCL58が機関11の最大トルクを出力するのは、制御の安全性等の観点からECU54が必ずトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側、即ちトルク制御用電磁弁46,51に対する通電を遮断する方向に働かせ、機関11が確実に運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する

ように配慮したものである。

前記S3のステップにて前輪60,61のスリップ量Sが毎時2kmよりも小さいと判断した場合、或いはS4のステップにてスリップ量変化率 ΔG_s が0.2gよりも小さいと判断した場合には、そのまま前記S6のステップに移行し、TCL58は目標駆動トルク T_{os} として機関11の最大トルクをS8のステップにて出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

一方、前記S2のステップにてスリップ制御中フラグFsがセットされていると判断した場合には、S9にてアイドルスイッチ57がオン、即ちスロットル弁15が全閉状態となっているか否かを判定する。

このS9のステップにてアイドルスイッチ57がオンであると判断した場合、運転者がアクセルペダル26を踏み込んでいないことから、S10にてスリップ制御中フラグFsをリセットし、S6のステップに移行する。

又、S9のステップにてアイドルスイッチ57がオフであると判断した場合には、S6のステップにて再びスリップ制御中フラグFsがセットされているか否かを判定する。

なお、運転者がスリップ制御を選択する手動スイッチを操作していない場合、TCL58は前述のようにしてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{os} を算出した後、旋回制御を行った場合の機関11の目標駆動トルクを演算する。

この車両68の旋回制御に際し、TCL58は操舵軸旋回角 δ_H と車速Vとから、車両68の目標横加速度 G_{yo} を算出し、車両68が極端なアンダーステアリングとならないような車体前後方向の加速度、つまり目標前後加速度 G_{xo} をこの目標横加速度 G_{yo} に基づいて設定する。そして、この目標前後加速度 G_{xo} と対応する機関11の目標駆動トルクを求め、これら目標駆動トルクをECU54に出力する。

$$\delta = \frac{\delta_H}{\rho_H} \quad \dots (8)$$

$$G_{yo} = \frac{\delta}{l \left(A + \frac{1}{V^2} \right)} \quad \dots (9)$$

但し、 ρ_H は操舵歯車変速比、 l は車両68のホイールベース、 A は車両のスタビリティファクタである。

このスタビリティファクタ A は、周知のように車両68の懸架装置の構成やタイヤの特性等によって決まる値である。具体的には、定常円旋回時にて車両68に発生する実際の横加速度 G_Y と、この時の操舵軸69の操舵角比 δ_H / δ_{H0} （操舵軸69の中立位置 δ_H を基準として横加速度 G_Y が0近傍となる極低速走行状態での操舵軸69の旋回角 δ_{H0} に対して加速時における操舵軸69の旋回角 δ_H の割合）との関係を表す例えば第12図に示すようなグラフに

ところで、車両68の横加速度 G_Y は後輪差 $|V_{RL} - V_{RR}|$ を利用して実際に算出することも出来るが、操舵軸旋回角 δ_H を利用することによって、車両68に作用する横加速度 G_Y の値の予測が可能となるため、迅速な制御ができる利点を有する。

しかしながら、操舵軸旋回角 δ_H と車速Vとによって、機関11の目標駆動トルクを求めるだけでは、運転者の意志が全く反映されず、車両68の操縦性の面で運転者に不満の残る虞がある。このため、運転者が希望している機関11の要求駆動トルク T_d をアクセルペダル26の踏み込み量から求め、この要求駆動トルク T_d を勘案して機関11の目標駆動トルクを設定することが望ましい。又、15ミリ秒毎に設定される機関11の目標駆動トルクの増減量が非常に大きな場合には、車両68の加減速に伴うショックが発生し、乗り心地の低下を招来することから、機関11の目標駆動トルクの増減量が車両68の乗り心地の低下を招来する程大きくなった場合には、この目標駆動トルクの増減量を規制する必要もある。

更に、路面が高 μ 路か或いは低 μ 路かによって、機関11の目標駆動トルクを変えないと、例えば低 μ 路を走行中に高 μ 路用の目標駆動トルクで機関11を運転した場合、前輪60,61がスリップして安全な走行が不可能になってしまう虞があるため、TCL58は高 μ 路用の目標駆動トルク T_{oh} と低 μ 路用の目標駆動トルク T_{ol} とをそれぞれ算出しておくことが望ましい。

以上のような知見を考慮した高 μ 路用の旋回制御の演算ブロックを表す第11図に示すように、TCL58は一对の後輪回転センサ66,67の出力から車速Vを前記(1)式により演算すると共に操舵角センサ70からの検出信号に基づいて前輪60,61の舵角 δ を下式(8)より演算し、この時の車両68の目標横加速度 G_{yo} を下式(9)より求める。

おける接線の傾きとして表現される。つまり、横加速度 G_Y が小さくて車速Vが余り高くない領域では、スタビリティファクタ A がほぼ一定値($A=0.002$)となっているが、横加速度 G_Y が0.6gを越えると、スタビリティファクタ A が急増し、車両68は極めて強いアンダーステアリング傾向を示すようになる。

以上のようなことから、第12図を基にした場合には、スタビリティファクタ A を0.002以下に設定し、(9)式により算出される車両68の目標横加速度 G_{yo} が0.6g未満となるように、機関11の駆動トルクを制御する。

このようにして目標横加速度 G_{yo} を算出したならば、
予めこの目標横加速度 G_{yo} の大きさと車速 V とに応じて
設定された車両68の目標前後加速度 G_{xo} をTCL58に予め記

$$T_B = \frac{G_{xo} \cdot W_b \cdot r + T_L}{\rho_a \cdot \rho_d} \dots (10)$$

但し、 T_L は車両68の横加速度 G_y の関数として求められる
路面の抵抗であるロードロード (Road-Load) トルク
であり、本実施例では第14図に示す如きマップから求め
ている。ここで、第14図に示すようにロードロードトルク
10 T_L としては、旋回時には転がり抵抗成分だけでなく、
横加速度に応じて変化するコーナリングドラッグを含ん
でいる。つまり、直線走行のように横加速度が零のとき
には、転がり抵抗成分だけであるが、旋回時にはコーナ
リングドラッグを無視することは出来ないのである。

次に、基準駆動トルク T_B の採用割合を決定するため、
この基準駆動トルク T_B に重み付けの係数 α を乗算して補
正基準駆動トルクを求める。重み付けの係数 α は、車両
68を旋回走行させて経験的に設定するが、高 μ 路では0.
6程度前後の数値を採用する。

一方、クランク角センサ55により検出される機関回転
数 N_e とアクセル開度センサ59により検出されるアクセル
開度 θ_a とを基に運転者が希望する要求駆動トルク T_d を
第15図に示す如きマップから求め、次いで前記重み付け
の係数 α に対応した補正要求駆動トルクを要求駆動トル
ク T_d に $(1 - \alpha)$ を乗算することにより算出する。例え
ば、 $\alpha = 0.6$ に設定した場合には、基準駆動トルク T_B と
希望駆動トルク T_d との採用割合が6対4となる。

従って、機関11の目標駆動トルク T_{OH} は下式 (11) に
て算出される。

$$T_{OH} = \alpha \cdot T_B + (1 - \alpha) \cdot T_d \dots (11)$$

車両68には、高 μ 路用の旋回制御を運転者が選択する
ための図示しない手動スイッチが設けられており、運転
者がこの手動スイッチを操作して高 μ 路用の旋回制御を
選択した場合、以下に説明する高 μ 路用の旋回制御の操
作を行うようになっている。

この高 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{OH} を決定す
るための制御の流れを表す第16図に示すように、H1にて
上述した各種データの検出及び演算処理により、目標駆
動トルク T_{OH} が算出されるが、この操作は前記手動スイ
ッチの操作とは関係なく行われる。

次に、H2にて車両68が高 μ 路の旋回制御中であるかど
うか、つまり高 μ 路旋回制御中フラグ F_{CH} がセットされ
ているかどうかを判定する。最初は高 μ 路旋回制御中では
ないので、高 μ 路旋回制御中フラグ F_{CH} がリセット状
態であると判断し、H3にて目標駆動トルク T_{OH} が予め設
定した閾値、例えば $(T_d - 2)$ 以下か否かを判定する。
つまり、車両68の直進状態でも目標駆動トルク T_{OH} を算
出することができるが、その値は運転者の要求駆動トル
ク T_d よりも遥かに大きいのが普通である。しかし、この

憶された第13図に示す如きマップから求め、この目標前
後加速度 G_{xo} により機関11の基準駆動トルク T_B を下式 (1
0) により算出する。

要求駆動トルク T_d が車両68の旋回時には一般的に小さく
なるので、目標駆動トルク T_{OH} が閾値 $(T_d - 2)$ 以下と
なった時を旋回制御の開始条件として判定するようにし
ている。

なお、この閾値を $(T_d - 2)$ と設定したのは、制御の
ハンチングを防止するためのヒステリシスとしてであ
る。

H3のステップにて目標駆動トルク T_{OH} が閾値 $(T_d - 2)$
以下であると判断すると、TCL58はH4にてアイドル
スイッチ57がオフ状態か否かを判定する。

このH4のステップにてアイドルスイッチ57がオフ状
態、即ちアクセルペダル26が運転者によって踏み込まれ
ていると判断した場合、H5にて高 μ 路旋回制御中フラグ
20 F_{CH} がセットされる。次に、H6にて舵角中立位置学習済
フラグ F_H がセットされているか否か、即ち操舵角センサ
70によって検出される舵角 δ の信憑性が判定される。

H6のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_H がセッ
トされていると判断すると、H7にて高 μ 路旋回制御中フ
ラグ F_{CH} がセットされているか否かが再び判定される。

以上の手順では、H5のステップにて高 μ 路旋回制御中
フラグ F_{CH} がセットされているので、H7のステップでは
高 μ 路旋回制御中フラグ F_{CH} がセットされていると判断
され、H8にて先の算出値、即ちH1のステップでの目標駆
30 動トルク T_{OH} がそのまま採用される。

一方、前記H6のステップにて舵角中立位置学習済フラ
グ F_H がセットされていないと判断すると、(8)式にて
算出される舵角 δ の信憑性がないので、(11)式にて算
出された目標駆動トルク T_{OH} を採用せず、TCL58は目標駆
動トルク T_{OH} として機関11の最大トルクをH9にて出力
し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデ
ューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者
によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トル
クを発生する。

又、前記H3のステップにて目標駆動トルク T_{OH} が閾値
 $(T_d - 2)$ 以下でないとは判断すると、旋回制御に移行せ
ずにH6或いはH7のステップからH9のステップに移行し、
TCL58は目標駆動トルク T_{OH} として機関11の最大トルクを
出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51の
デューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転
者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トル
クを発生する。

同様に、H4のステップにてアイドルスイッチ56がオン
状態、即ちアクセルペダル26が運転者によって踏み込ま
れていないと判断した場合にも、TCL58は目標駆動トル

ク_{TOH}として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生して旋回制御には移行しない。

前記H2のステップにて高μ路旋回制御中フラグF_{CH}がセットされていると判断した場合には、H10にて今回算出した目標駆動トルクT_{OC}と前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}との差ΔTが予め設定した増減許容量T_Kよりも大きいか否かを判定する。この増減許容量T_Kは乗員に車両68の加減速ショックを感じさせない程度のトルク変化量であり、例えば車両68の目標前後加速度G_{X0}を毎秒0.1gに抑えたい場合には、前記(10)式を利用して

$$T_K = 0.1 \cdot \frac{W_b \cdot r}{\rho_m \cdot \rho_d} \cdot \Delta t$$

となる。

前記H10のステップにて今回算出した目標駆動トルクT_{OC}と前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}との差ΔTが予め設定した増減許容量T_Kよりも大きくないと判断されると、H11にて今度は目標駆動トルクT_{OC}と前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}との差ΔTが負の増減許容量T_Kよりも大きいか否かを判定する。

H11のステップにて今回の目標駆動トルクT_{OC}と前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}との差ΔTが負の増減許容量T_Kよりも大きいと判断すると、今回算出した目標駆動トルクT_{OC}と前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}との差の絶対値|ΔT|が増減許容量T_Kよりも小さいので、算出された今回の目標駆動トルクT_{OC}をそのままH8のステップでの算出値として採用する。

又、H11のステップにて今回算出した目標駆動トルクT_{OC}と前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}との差ΔTが負の増減許容量T_Kよりも大きくないと判断すると、H12にて今回の目標駆動トルクT_{OC}を下式により修正し、これをH8のステップでの算出値として採用する。

$$T_{OC} = T_{OH(n-1)} - T_K$$

つまり、前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}に対する下げ幅を増減許容量T_Kで規制し、機関11の駆動トルク低減に伴う減速ショックを少なくするのである。

一方、前記H10のステップにて今回算出した目標駆動トルクT_{OC}と前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}との差ΔTが増減許容量T_K以上であると判断されると、H13にて今回の目標駆動トルクT_{OC}を下式により修正し、これをH8のステップでの算出値として採用する。

$$T_{OC} = T_{OH(n-1)} + T_K$$

つまり、駆動トルクの増大の場合も前述の駆動トルク減少の場合と同様に、今回算出した目標駆動トルクT_{OC}と前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}との差ΔTが増減許容量T_Kを越えた場合には、前回算出した目標駆動トルクT_{OH(n-1)}に対する上げ幅を増減許容量T_Kで規制し、

機関11の駆動トルク増大に伴う加速ショックを少なくするのである。

このように、目標駆動トルクT_{OH}の増減量を規制した場合の操舵軸旋回角δ_Hと目標前後加速度G_{X0}と目標駆動トルクT_{OH}と実際の前後加速度G_Xとの変化状態を破線で表す第17図に示すように、目標駆動トルクT_{OH}の増減量を規制しなかった実線で示す場合よりも、実際の前後加速度G_Xの変化は滑らかとなり、加減速ショックが解消されていることが判る。

以上のようにして目標駆動トルクT_{OH}が設定されると、TCL58はH14にてこの目標駆動トルクT_{OH}が運転者の要求駆動トルクT_dよりも大きいか否かを判定する。

ここで、高μ路旋回制御中フラグF_{CH}がセットされている場合、目標駆動トルクT_{OH}は運転者の要求駆動トルクT_dよりも大きくないので、H15にてアイドルスイッチ57がオン状態か否かを判定する。

このH15のステップにてアイドルスイッチ57がオン状態でないと判断されると、旋回制御を必要としている状態であるので、前記H6のステップに移行する。

そして、このH6のステップにて舵角中立位置学習済フラグF_Hがセットされていると判断し、更にH7のステップにて高μ路旋回制御中フラグF_{CH}がセットされていると判定すると、H1又はH12はH13のステップにて採用された算出値が旋回制御用の目標駆動トルクT_{OH}として選択される。

又、前記H14のステップにて目標駆動トルクT_{OH}が運転者の要求駆動トルクT_dよりも大きいと判断した場合、車両68の旋回走行が終了した状態を意味するので、TCL58はH16にて高μ路旋回制御中フラグF_{CH}をリセットする。同様に、H15のステップにてアイドルスイッチ57がオン状態であると判断されると、アクセルペダル26が踏み込まれていない状態であるので、H16のステップに移行して高μ路旋回制御中フラグF_{CH}をリセットする。

このH16にて高μ路旋回制御中フラグF_{CH}がリセットされると、TCL58は目標駆動トルクT_{OH}として機関11の最大トルクをH17にて出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

この高μ路旋回制御用の目標駆動トルクT_{OH}を算出したのち、TCL58は低μ路旋回制御用の目標駆動トルクT_{OL}を以下のように算出する。

ところで、低μ路では実際の横加速度G_Yよりも目標横加速度G_{Y0}の方が大きな値となるため、目標横加速度G_{Y0}が予め設定した閾値よりも大きいか否かを判定し、目標横加速度G_{Y0}がこの閾値よりも大きい場合には、車輛68が低μ路であると判断し、必要に応じて旋回制御を行えばよい。

この低μ路用の旋回制御の演算ブロックを表す第18図に示すように、操舵軸旋回角δ_Hと車速Vとから目標横

加速度 G_{Y0} を前記(9)式Aとして、例えば0.005を採用する。

次に、この目標横加速度 G_{Y0} と車速 V とから目標前後加速度 G_{X0} を求めるが、本実施例ではこの目標前後加速度 G_{X0} を第19図に示す如きマップから読み出している。このマップは、目標横加速度 G_{Y0} の大きさに応じて車両68が安全に走行できるような目標前後加速度 G_{X0} を車速 V と関係付けて表したものであり、試験走行結果等に基づいて設定される。

そして、この目標前後加速度 G_{X0} に基づいて基準駆動トルク T_B を前記(10)式により算出するか、或いはマップにより求めてこの基準駆動トルク T_B の採用割合を決める。この場合、重み付け係数 α は高 μ 路用の係数 α よりも大きく、例えば $\alpha=0.8$ の如く設定されるが、これは低 μ 路において運転者の要求に対する反映割合を少なくし、危険性の高い低 μ 路を安全且つ確実に旋回走行できるようにしたためである。

一方、運転者の要求駆動トルク T_d としては、高 μ 路用の演算作業の際に算出したものがそのまま採用され、従って、基準駆動トルク T_B に要求駆動トルク T_d を考慮した目標駆動トルク T_{0L} は、前記(11)式と同様な下式(12)により算出される。

$$T_{0L} = \alpha \cdot T_B + (1 - \alpha) T_d \quad \dots (12)$$

車両68には、低 μ 路用の旋回制御を運転者が選択するための図示しない手動スイッチが設けられており、運転者がこの手動スイッチを操作して低 μ 路用の旋回制御を選択した場合、以下に説明する低 μ 路用の旋回制御の操作を行うようになっている。

この低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{0L} を決定するための制御の流れを表す第20図に示すように、L1にて前述のようにして各種データの検出及び演算処理により、目標駆動トルク T_{0L} が算出されるが、この操作は手動スイッチの操作に関係なく行われる。

次に、L2にて車両68が低 μ 路の旋回制御中であるかどうか、つまり低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がセットされているかどうかを判定する。最初は低 μ 路旋回制御中ではないので、低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がリセット状態であると判断し、L3にて後輪64,65の回転差により算出される実際の横加速度 G_Y に0.05gを加えることにより予め設定した閾値よりも目標横加速度 G_{Y0} が大きいか否か、つまり低 μ 路では実際の横加速度 G_Y よりも目標横加速度 G_{Y0} の方が大きな値となるので、目標横加速度 G_{Y0} が閾値よりも大きいか否かを判定し、目標横加速度 G_{Y0} が閾値よりも大きい場合には、車両68が低 μ 路を走行中である判断する。なお、車両68に発生する実際の横加速度 G_Y は、後輪64,65の周速度差の車速 V とから下式(13)のように算出される。

$$G_Y = \frac{|V_{RR} - V_{RL}|}{3.6^2 \cdot b \cdot g} \cdot V$$

但し、 b はトレッドである。

L3のステップにて目標横加速度 G_{Y0} が閾値($G_Y + 0.05g$)より大きい、即ち車両68が低 μ 路を旋回走行中であると判断すると、TCL58はL4にてTCL58に内蔵された図示しない低 μ 路用タイマをカウントアップするが、この低 μ 路用タイマのカウント時間は例えば5ミリ秒である。そして、低 μ 路用タイマのカウントが完了するまでは、後述するL6以降のステップに移行し、15ミリ秒毎に前記(9)式による目標横加速度 G_{Y0} と(3)式による実際の横加速度 G_Y とを演算してL3のステップにおける判定操作を繰り返す。

つまり、低 μ 路用タイマのカウント開始から0.5秒が経過するまでは、L6,L7のステップを経てL8のステップに移行し、TCL58は目標駆動トルク T_{0L} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54はトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

目標横加速度 G_{Y0} が閾値($G_Y + 0.05g$)より大きい状態が0.5秒継続しない場合、TCL58は車両68が低 μ 路を走行中ではないと判断し、L9にて低 μ 路用タイマのカウントをクリアしてL6~L8のステップに移行する。

目標横加速度 G_{Y0} が閾値($G_Y + 0.05g$)より大きい状態が0.5秒継続すると、L10にてアイドルスイッチ57がオフ状態か否かを判定し、アイドルスイッチ57がオン状態、即ちアクセルペダル26が運転者によって踏み込まれていないと判断した場合には、低 μ 路の旋回制御には移行せずL9にて低 μ 路用タイマのカウントをクリアし、L6~L8のステップに移行してTCL58は目標駆動トルク T_{0L} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

このL10のステップにてアイドルスイッチ57がオフ状態、即ちアクセルペダル26が運転者によって踏み込まれていると判断した場合、L11にて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がセットされる。次に、L6にて舵角中立位置学習済フラグ F_R がセットされているか否か、即ち操舵角センサ70によって検出される舵角 δ の信憑性が判定される。

L6のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_R がセットされていると判断すると、L7にて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がセットされているか否かが再び判定される。ここで、L11のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がセットされている場合には、L12のステップにて先の算出値、即、L1のステップでの目標駆動トルク T_{0L} がそのまま採用される。

前記L6のステップにて舵角中立位置学習済フラグ F_R がセットされていないと判断すると、舵角 δ の信憑性がないのでL8のステップに移行し、L1にて先に算出された

(13)式の目標駆動トルク T_{0L} を採用せず、TCL58は目標

駆動トルク T_{OL} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

一方、前記L2のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がセットされていると判断した場合には、L13のステップに移行する。

このL13~L16のステップでは、高 μ 路用旋回制御の場合と同様に、今回算出した目標駆動トルク T_{OL} と前回算出した目標駆動トルク $T_{OL(n-1)}$ との差 ΔT が増減許容量 T_k よりも大きいかな否かを判定し、増減いずれの場合でもこれが増減許容量 T_k 以内であれば、今回算出した目標駆動トルク T_{OL} をそのままL12のステップでの算出値として採用し、 ΔT が増減許容量 T_k を越えている場合には、目標駆動トルクを増減許容量 T_k にて規制する。

つまり、目標駆動トルク T_{OL} を減少させる場合には、L15にて今回の目標駆動トルク T_{OL} を

$$T_{OL} = T_{OL(n-1)} - T_k$$

に修正し、これをL12のステップでの算出値として採用する。逆に、目標駆動トルク T_{OL} を増大させる場合には、L16にて今回の目標駆動トルク T_{OL} を

$$T_{OL} = T_{OL(n-1)} + T_k$$

に修正し、これをL12のステップでの算出値として採用する。

以上のようにして目標駆動トルク T_{OL} が設定されると、TCL58はL17にてこの目標駆動トルク T_{OL} が運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいかな否かを判定する。

ここで、低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がセットされている場合、目標駆動トルク T_{OL} は要求駆動トルク T_d よりも大きくないので、L9のステップに移行し、低 μ 路用タイマのカウントをクリアしてL6, L7のステップに移行し、ここで舵角中立位置学習済フラグ F_H がセットされていると判断され、更に低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がセットされていると判断されると、L1又はL15又はL16のステップにて採用された算出値が低 μ 路旋回制御用の駆動トルク T_{OL} として選択される。

又、前記L17のステップにて目標駆動トルク T_{OL} が運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいと判断した場合でも、次のL18にて操舵軸旋回角 δ_H が例えば20度未満ではないと判断された場合、車両68は旋回走行中であるので旋回制御をそのまま続行する。

前記L17のステップにて目標駆動トルク T_{OL} が運転者の要求駆動トルク T_d よりも大きいと判断され、且つL18にて操舵軸旋回角 δ_H が例えば20度未満であると判断された場合、車両68の旋回走行が終了した状態を意味するので、TCL58はL19にて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} をリセットする。

このL19のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がリセットされると、低 μ 路用タイマをカウントする必要

がないので、この低 μ 路用タイマのカウントをクリアし、L6, L7のステップに移行するが、L7のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{α} がリセット状態にあると判断されるため、L8のステップに移行してTCL58は目標駆動トルク T_{OL} として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

なお、上述した旋回制御の手順を簡素化するために運転者の要求駆動トルク T_d を無視することも当然可能であり、この場合には目標駆動トルクとして前記(10)式により算出可能な基準駆動トルク T_b を採用すれば良い。

又、本実施例のように運転者の要求駆動トルク T_d を勘案する場合でも、重み付けの係数 α を固定値とするのではなく、第21図に示すように制御開始後の時間の経過と共に係数 α の値を漸次減少させたり、或いは第22図に示すように車速に応じて漸次減少させ、運転者の要求駆動トルク T_d の採用割合を徐々に多くするようにしても良い。同様に、第23図に示すように制御開始後のしばらくの間は係数 α の値を一定値にしておき、所定時間の経過後に漸次減少させたり、或いは操舵軸旋回量 δ_H の増大に伴って係数 α の値を増加させ、特に曲率半径が次第に小さくなるような旋回路に対し、車両68を安全に走行させるようにすることも可能である。

なお、上述した演算処理方法では、機関11の急激な駆動トルクの変動による加減速ショックを防止するため、目標駆動トルク T_{OH} 、 T_{OL} を算出するに際して増減許容量 T_k によりこの目標駆動トルク T_{OH} 、 T_{OL} の規制を図っているが、この規制を目標前後加速度 G_{X0} に対して行うようにしても良い。この場合の増減許容量を G_k とした時、 n 回時における目標前後加速度 $G_{X0(n)}$ の演算過程を以下に示す。

$$G_{X0(n)} - G_{X0(n-1)} > G_k \text{ の場合、}$$

$$G_{X0(n)} = G_{X0(n-1)} + G_k$$

$$G_{X0(n)} - G_{X0(n-1)} < -G_k \text{ の場合、}$$

$$G_{X0(n)} = G_{X0(n-1)} - G_k$$

なお、主タイマのサンプリングタイムを15ミリ秒として目標前後加速度 G_{X0} の変化を毎秒0.1gに抑えたい場合には、

$$G_k = 0.1 \cdot \Delta t$$

となる。

この低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{OL} を算出したのち、TCL58はこれら三つの目標駆動トルク T_{OS} 、 T_{OH} 、 T_{OL} から最適な最終目標駆動トルク T_0 を選択し、これをECU54に出力する。この場合、車両68に走行安全性を考慮して一番小さな数値の目標駆動トルクを優先して出力する。但し、一般的にはスリップ制御用の目標駆動トルク T_{OS} が低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{OL} よりも常に小さいことから、スリップ制御用、低 μ 路旋回制

御用、高 μ 路旋回制御用の順に最終目標駆動トルク T_0 を選択すれば良い。

この処理の流れを表す第24図に示すように、M11にて上述した三つの目標駆動トルク T_{0s} 、 T_{0h} 、 T_{0l} を算出した後、M12にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定する。

このM12のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断したならば、TCL58は最終目標駆動トルク T_0 としてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{0s} をM13にて選択し、これをECU54に出力する。

ECU54には、機関回転数 N_e と機関11の駆動トルクとをパラメータとしてスロットル開度 θ_r を求めるためのマップが記憶されており、M14にてECU54はこのマップを用い、現在の機関回転数 N_e とこの目標駆動トルク T_{0s} に対応した目標スロットル開度 θ_{r0} を読み出す。次いで、ECU54はこの目標スロットル開度 θ_{r0} とスロットル開度センサ56から出力される実際のスロットル開度 θ_r との偏差を求め、一対のトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を前記偏差に見合う値に設定して各トルク制御用電磁弁46,51のプランジャ47,52のソレノイドに電流を流し、アクチュエータ36の作動により実際のスロットル開度 θ_r が目標値 θ_{r0} に下がるように制御する。

前記M12のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないと判断したならば、M15にて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{aL} がセットされているか否かを判定する。

このM15のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{aL} がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク T_0 として低 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{0l} をM16にて選択し、M14のステップに移行する。

又、M15のステップにて低 μ 路旋回制御中フラグ F_{aL} がセットされていないと判断したならば、M17にて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{aH} がセットされているか否かを判定する。

そして、このM17のステップにて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{aH} がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク T_0 として高 μ 路旋回制御用の目標駆動トルク T_{0h} をM18にて選択し、M14のステップに移行する。

一方、前記M17のステップにて高 μ 路旋回制御中フラグ F_{aH} がセットされていないと判断したならば、TCL58は最終目標駆動トルク T_0 として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。この場合、本実施例では一対のトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を無条件に0%にはせず、ECU54は実際のアクセル開度 θ_a と最大スロットル開度規制値とを比較し、アクセル開度 θ_a が最大スロットル開度規制値を越える場合は、スロットル開度 θ_a が最大スロットル開度規制値となるように、一対のトルク制

御用電磁弁46,51のデューティ率を決定してプランジャ47,52を駆動する。この最大スロットル開度規制値は機関回転数 N_e の関数とし、ある値（例えば、2000rpm）以上では全閉状態或いはその近傍に設定しているが、これ以下の低回転の領域では、機関回転数 N_e の低下に伴って数十%の開度にまで次第に小さくなるように設定してある。

このようなスロットル開度 θ_r の規制を行う理由は、TCL58が機関11の駆動トルクを低減する必要性の有ることを判定した場合の制御の応答性を高めるためである。即ち、現在の車両68の設計方針は、車両68の加速性や最大出力を向上させるため、スロットルボディ16のボア径（通路断面積）を極めて大きくする傾向にあり、機関11が低回転領域にある場合には、スロットル開度 θ_r が数十%程度で吸入空気量が飽和してしまう。そこで、アクセルペダル26の踏み込み量に応じてスロットル開度 θ_r を全開或いはその近傍に設定するよりも、予め定めた位置に規制しておくことにより、駆動トルクの低減指令があった時の目標スロットル開度 θ_{r0} と実際のスロットル開度 θ_r との偏差が少なくなり、すばやく目標スロットル開度 θ_{r0} に下げることができるからである。

上述した実施例では、高 μ 路と低 μ 路との二種類の旋回制御用の目標駆動トルクを算出するようにしたが、更に高 μ 路と低 μ 路との中間の路面に対応する旋回制御用の目標駆動トルクを算出し、これらの目標駆動トルクから最終的な目標駆動トルクを選択するようにしても良い。

逆に、一種類の旋回制御用の目標駆動トルク T_{0m} を算出し、スリップ制御中の場合にはこのスリップ制御用の目標駆動トルク T_{0s} が旋回制御用の前記目標駆動トルク T_{0m} よりも一般的には常に小さいことから、このスリップ制御用の目標駆動トルク T_{0s} を旋回制御用の目標駆動トルク T_{0m} に優先して選択することも当然可能である。

このような本発明による他の一実施例の処理の流れを表す第25図に示すように、M21にてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{0s} と旋回制御用の目標駆動トルク T_{0m} を前述したと同様な方法で算出した後、M22にてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定する。

このM22のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルク T_0 としてスリップ制御用の目標駆動トルク T_{0s} をM23にて選択する。そして、M24にてECU54は現在の機関回転数 N_e とこの目標駆動トルク T_{0s} に対応した目標スロットル開度 θ_{r0} をこのECU54に記憶されたマップから読み出し、この目標スロットル開度 θ_{r0} とスロットル開度センサ56から出力される実際のスロットル開度 θ_r との偏差を求め、一対のトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を前記偏差に見合う値に設定して各トルク制御用電磁弁46,51のプランジャ47,52のソレノイドに電流を流し、アクチュエータ36の作動により実際のスロットル開度 θ_r

が目標値 θ_{10} に下がるように制御する。

前記M22のステップにてスリップ制御中フラグFsがセットされていないと判断したならば、M25にて旋回制御中フラグFwがセットされているか否かを判定する。

このM25のステップにて旋回制御中フラグFwがセットされていると判断したならば、最終目標駆動トルクT0として旋回制御用の目標駆動トルクTomをM26にて選択し、M24のステップに移行する。

一方、前記M25のステップにて旋回制御中フラグFwがセットされていないと判断したならば、TCL58は最終目標駆動トルクT0として機関11の最大トルクを出力し、これによりECU54がトルク制御用電磁弁46,51のデューティ率を0%側に低下させる結果、機関11は運転者によるアクセルペダル26の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

〈発明の効果〉

以上、実施例に基づいて具体的に説明したように本発明の車両旋回制御装置によると、目標駆動トルクを設定するに際して、ロードロードトルクを加味するとともに、このロードロードトルクに横加速度により変化するコーナリングドラッグを含めたので、より一層正確な目標駆動トルクを設定することが出来る。このため、コーナリングドラッグを考慮しない場合に比べて、横加速度が大きい範囲で、目標駆動トルクを過少に設定するミスが防げ、安全な範囲内で、より速やかに旋回走行することができる。

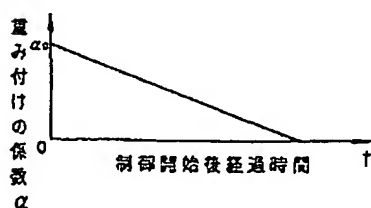
【図面の簡単な説明】

第1図は本発明による車両の出力制御装置の一実施例の機関の制御系の概略構成図、第2図はその概念図、第3図はそのスロットル弁の駆動機構を表す断面図、第4図はその制御の全体の流れを表すフローチャート、第5図は操舵軸の中立位置学習補正制御の流れを表すフローチャート、第6図は操舵軸の中立位置を学習補正した場合の学習値の補正状態の一例を表すグラフ、第7図はタイヤと路面との摩擦係数と、このタイヤのスリップ率との関係を表すグラフ、第8図は車速と走行抵抗との関係を表すマップ、第9図は修正前後加速度と速度補正量との関係を表すマップ、第10図はスリップ制御の流れを表すフローチャート、第11図は高μ路用の目標駆動トルクを演算する手順を表すブロック図、第12図はスタビリティファクタを説明するための横加速度と操舵角比との関係

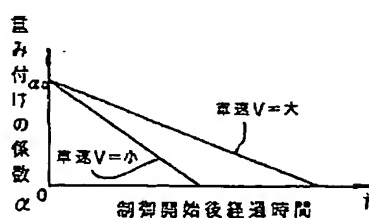
を表すグラフ、第13図は目標横加速度と車速と目標前後加速度との関係を表すマップ、第14図は横加速度とロードロードトルクとの関係を表すマップ、第15図は機関回転数とアクセル開度と要求駆動トルクとの関係を表すマップ、第16図は高μ路用の旋回制御の流れを表すフローチャート、第17図は操舵軸旋回角と目標駆動トルクと前後加速度との関係を表すグラフ、第18図は低μ路用の目標駆動トルクを演算する手順を表すブロック図、第19図は目標前後加速度と目標横加速度と車速との関係を表すマップ、第20図は低μ路用の旋回制御の流れを表すフローチャート、第21図、第23図は制御開始後の時間と重み付けの係数との関係をそれぞれ表すグラフ、第22図は車速と重み付けの係数との関係を表すグラフ、第24図は最終目標トルクを選択操作の一例を表すフローチャート、第25図は最終目標トルクを選択操作の他の一例を表すフローチャートである。

又、図中の符号で11は機関、12は燃焼室、13は吸気管、14は吸気通路、15はスロットル弁、17はスロットル軸、18はアクセルレバー、19はスロットルレバー、26はアクセルペダル、27はケーブル、29は爪部、30はストッパ、36はアクチュエータ、38は制御棒、42は接続配管、43はバキュームタンク、44は逆止め弁、45,50は配管、46,51はトルク制御用電磁弁、54はECU、55はクランク角センサ、56はスロットル開度センサ、57はアイドルスイッチ、58はTCL、59はアクセル開度センサ、60,61は前輪、62,63は前輪回転センサ、64,65は後輪、66,67は後輪回転センサ、68は車両、69は操舵軸、70は操舵角センサ、71は通信ケーブルであり、Aはスタビリティファクタ、Fwは操舵中立位置学習済フラグ、Fsはスリップ制御中フラグ、Fchは高μ路用旋回制御中フラグ、Fclは低μ路用旋回制御中フラグ、Fwは旋回制御中フラグ、Cxは前後加速度、Cxoは目標前後加速度、Cyは横加速度、Cyoは目標横加速度、gは重力加速度、Tosはスリップ制御用目標駆動トルク、ToHは高μ路用目標駆動トルク、ToLは低μ路用目標駆動トルク、Tomは旋回制御用目標駆動トルク、T0は最終目標駆動トルク、TBは基準駆動トルク、Tdは要求駆動トルク、Vは車速、Sはスリップ量、 θ_A はアクセル開度、 θ_T はスロットル開度、 θ_{10} は目標スロットル開度、 δ は前輪の舵角、 δ_H は操舵軸の旋回角、 δ_C は操舵軸中立位置である。

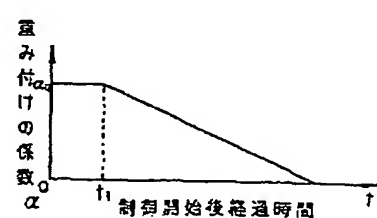
【第21図】



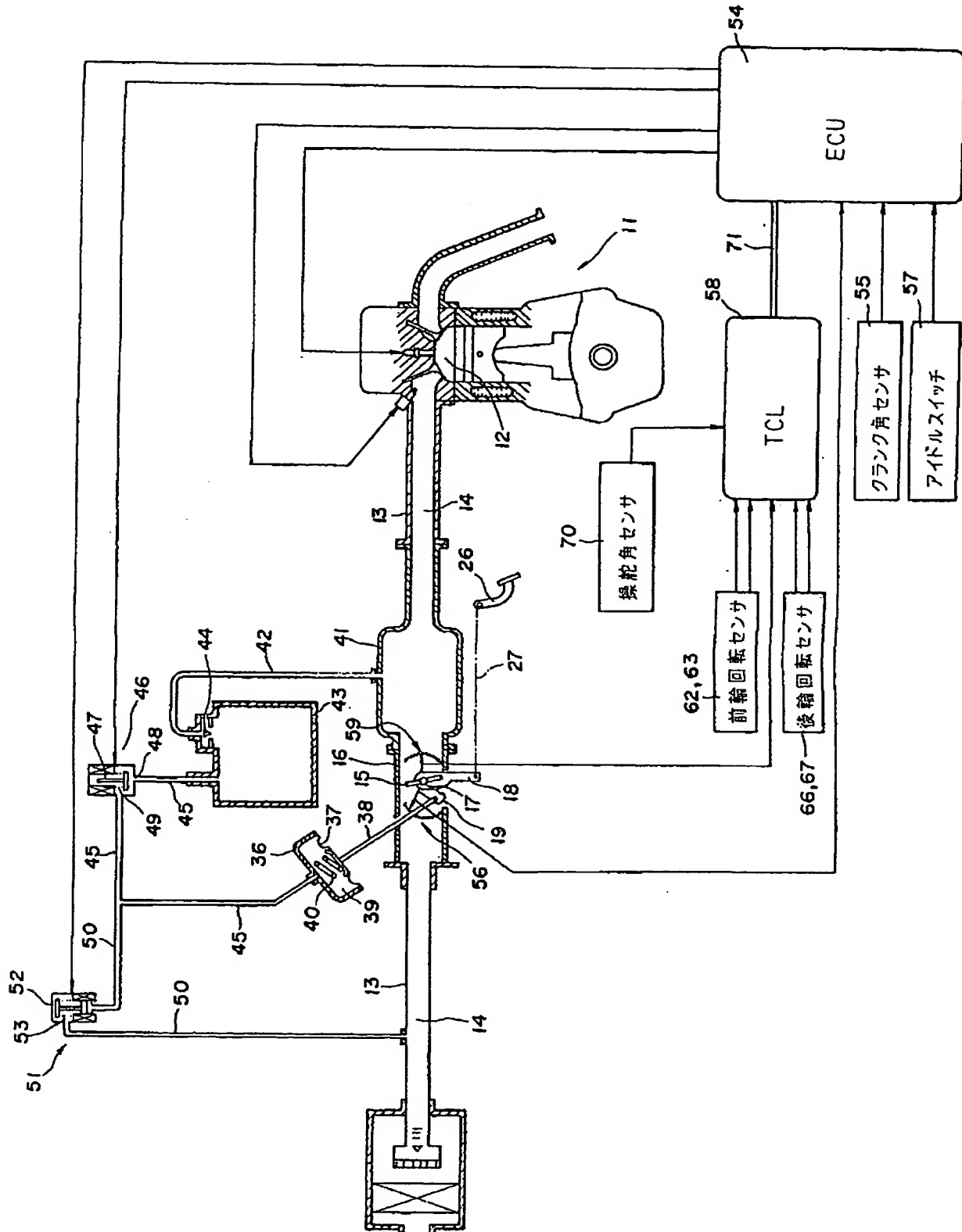
【第22図】



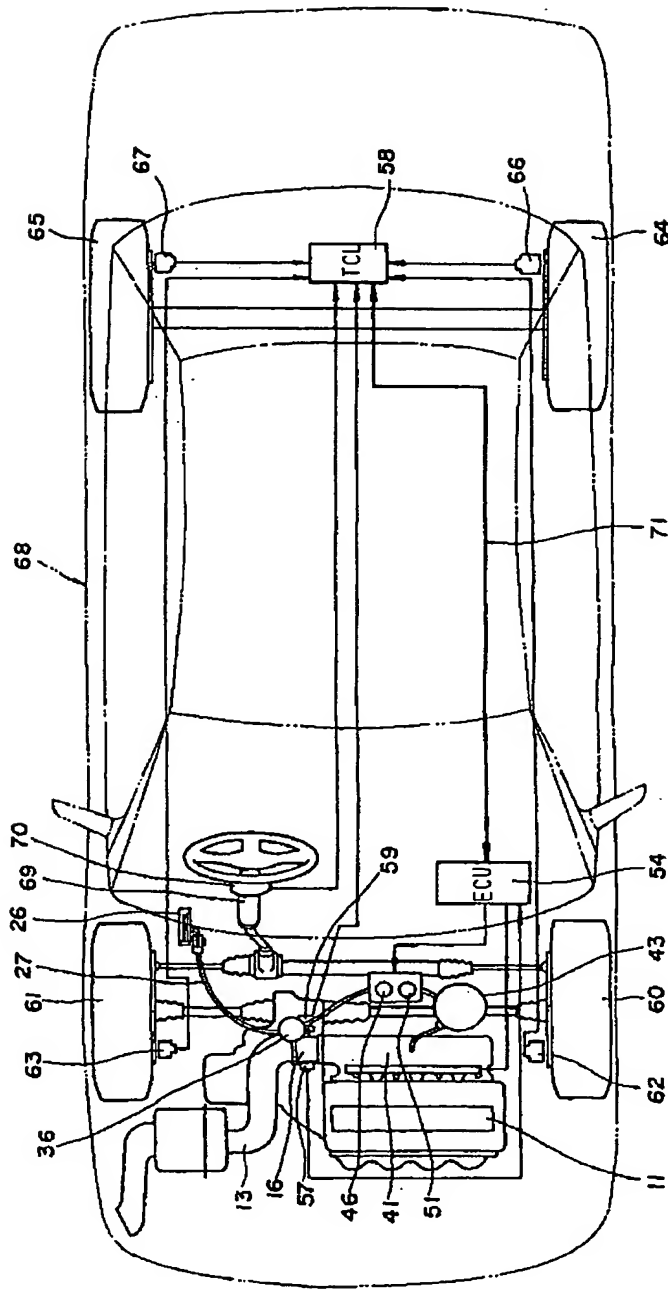
【第23図】



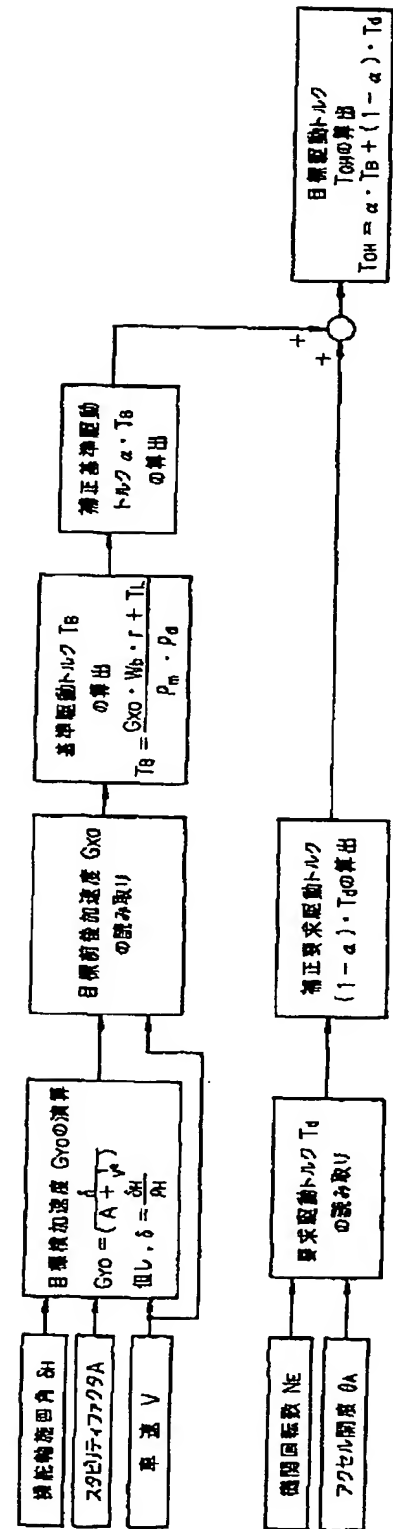
【第1図】



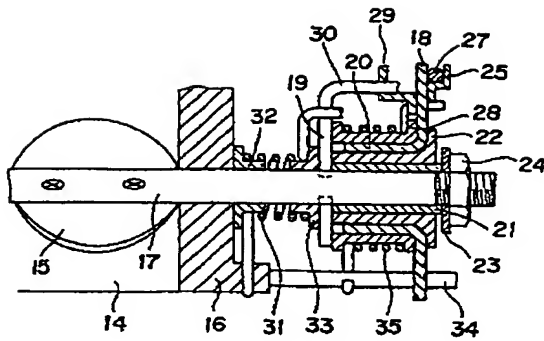
【第2図】



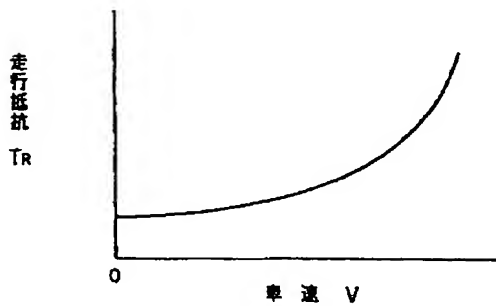
【第1図】



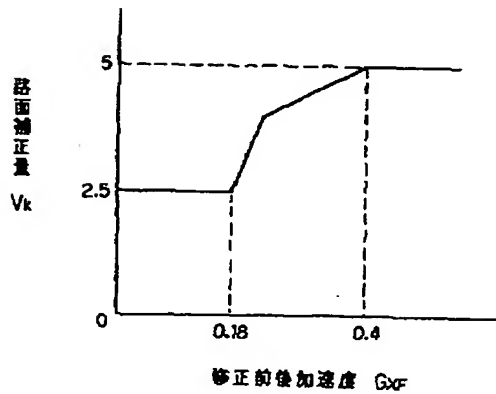
【第3図】



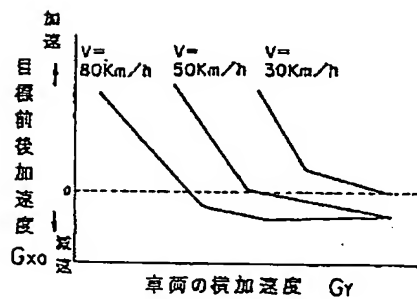
【第8図】



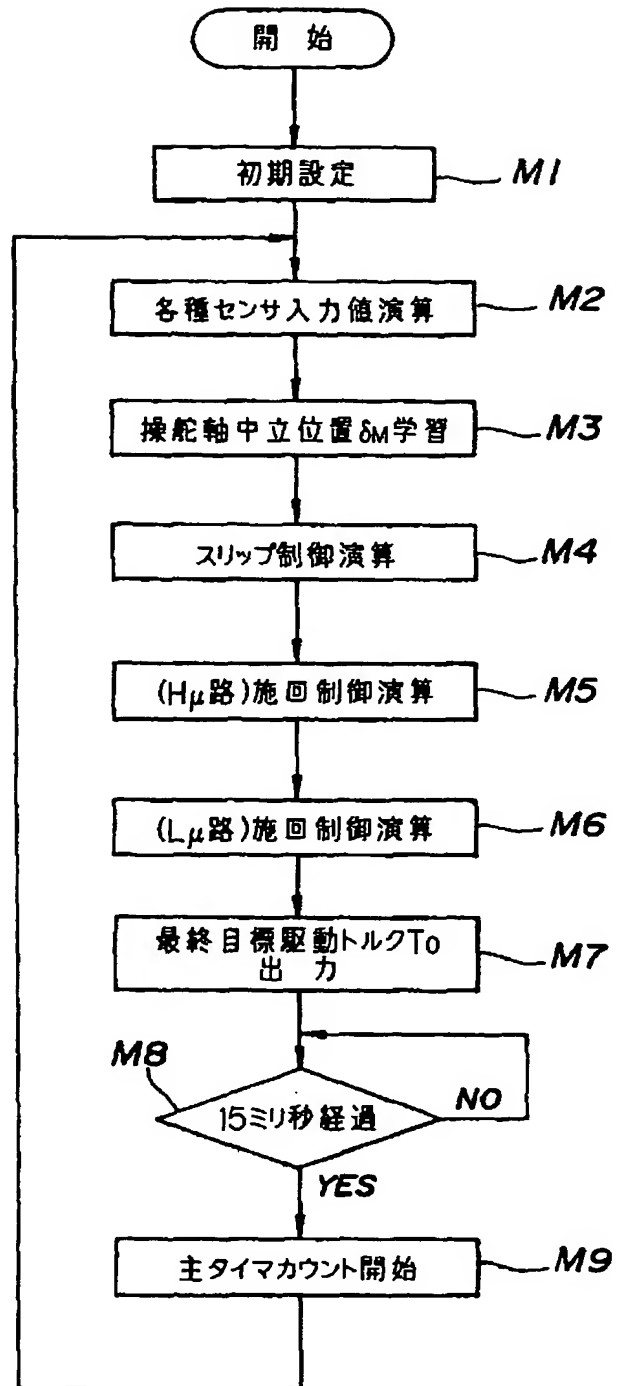
【第9図】



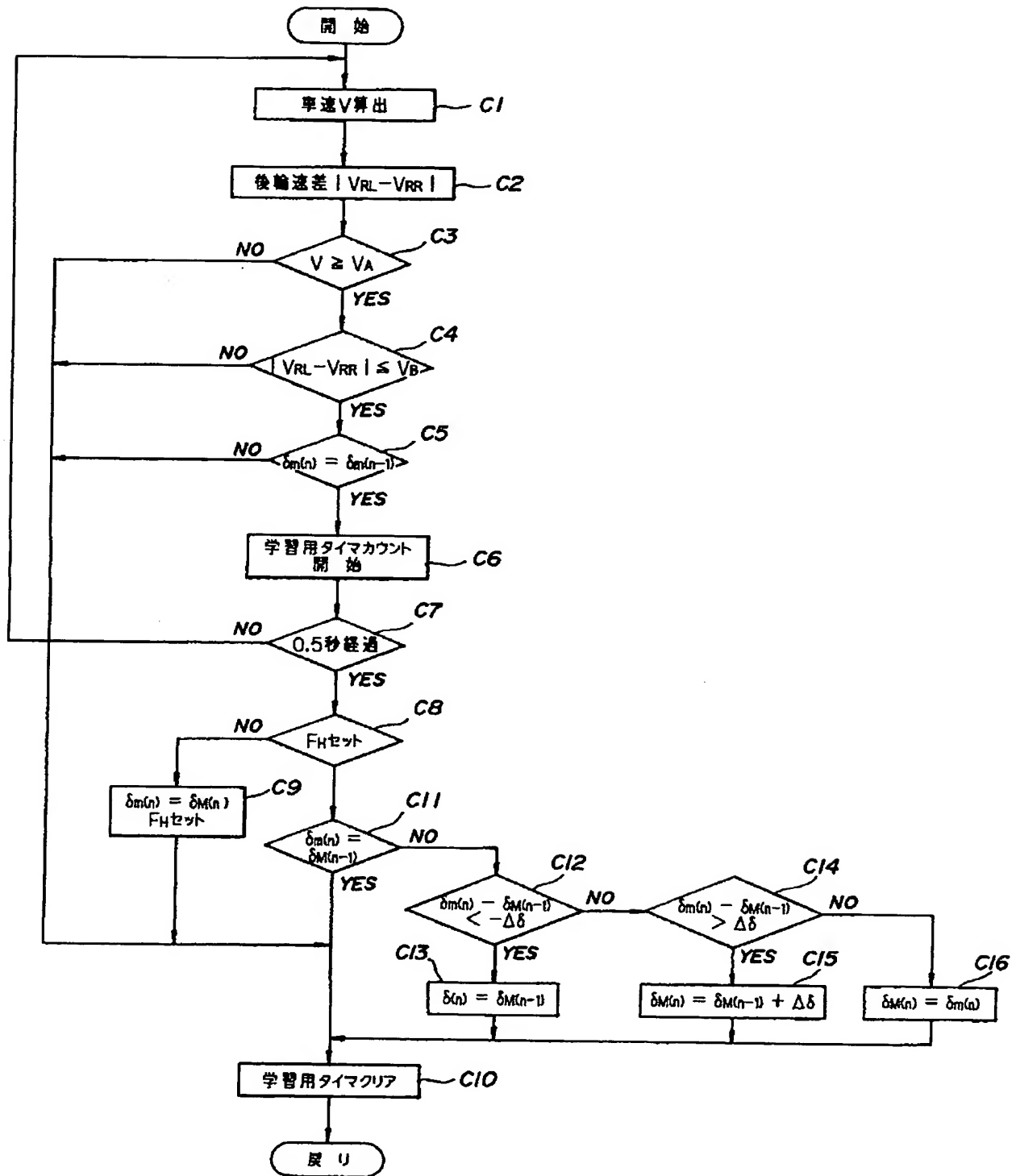
【第13図】



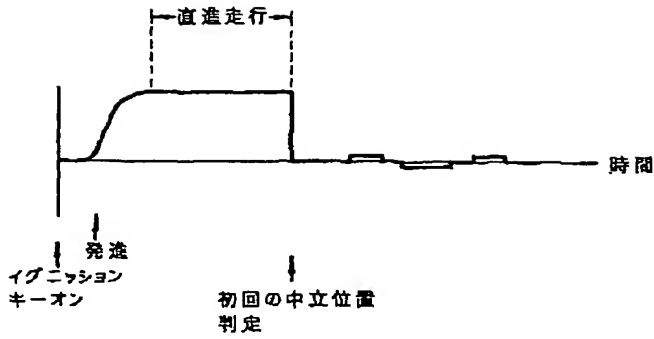
【第4図】



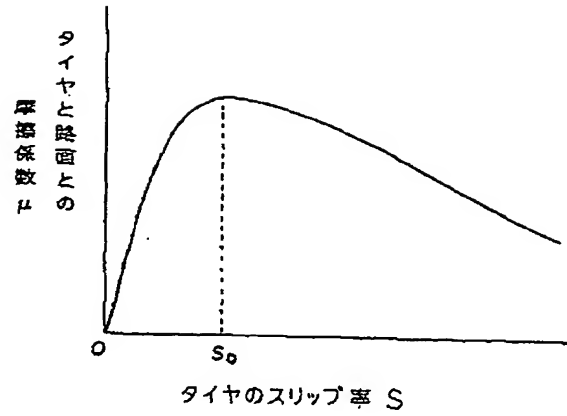
【第5図】



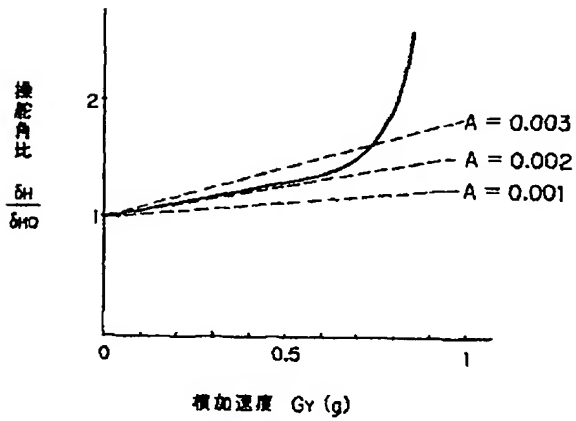
【第6図】



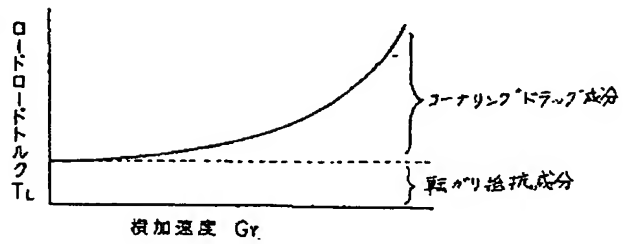
【第7図】



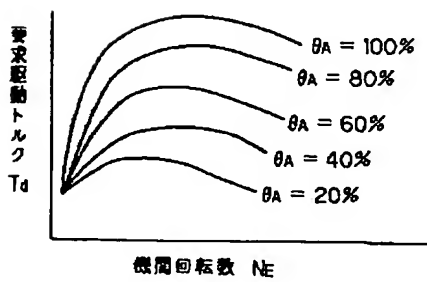
【第12図】



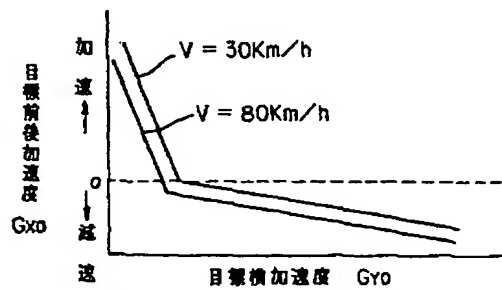
【第14図】



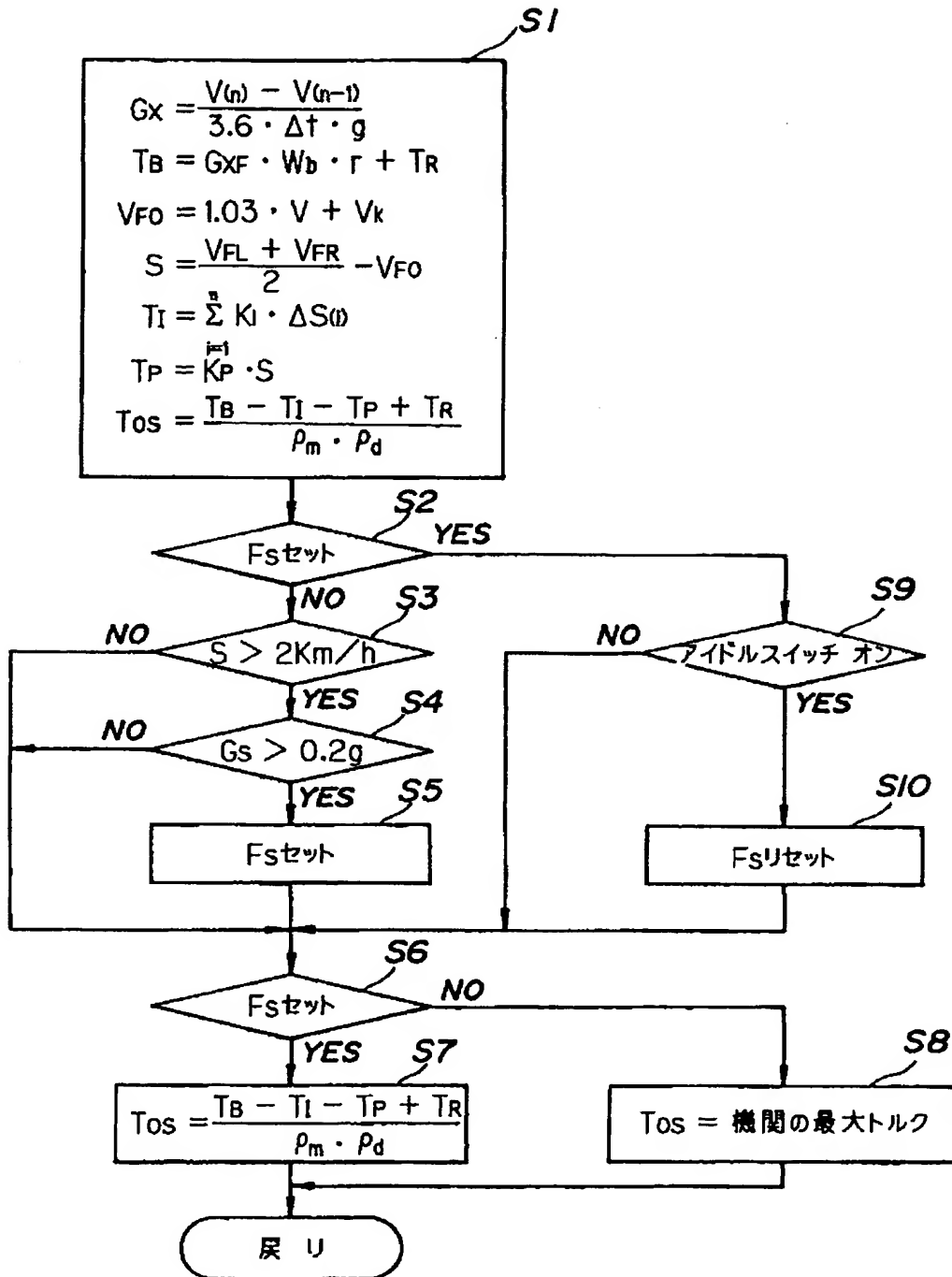
【第15図】



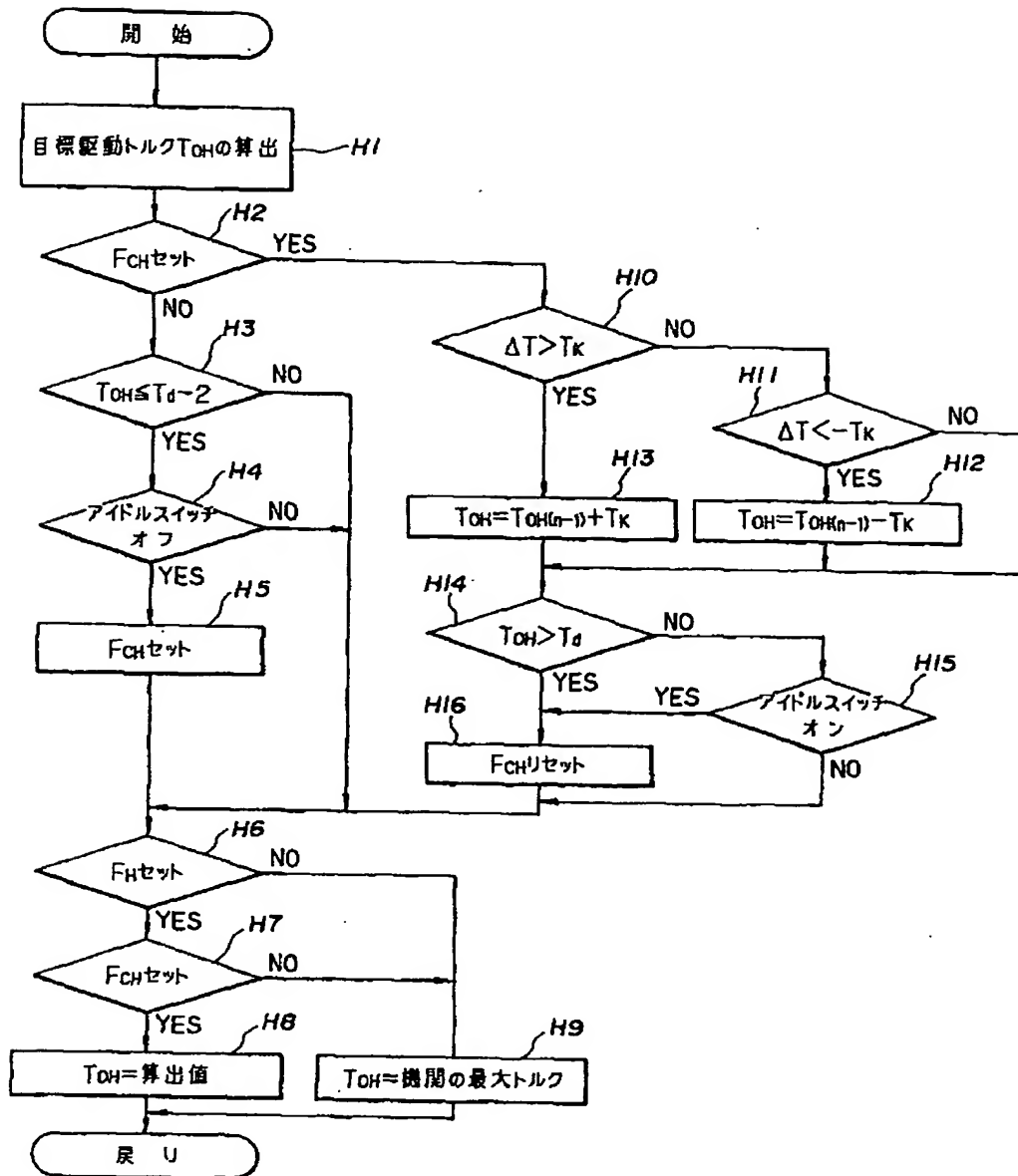
【第19図】



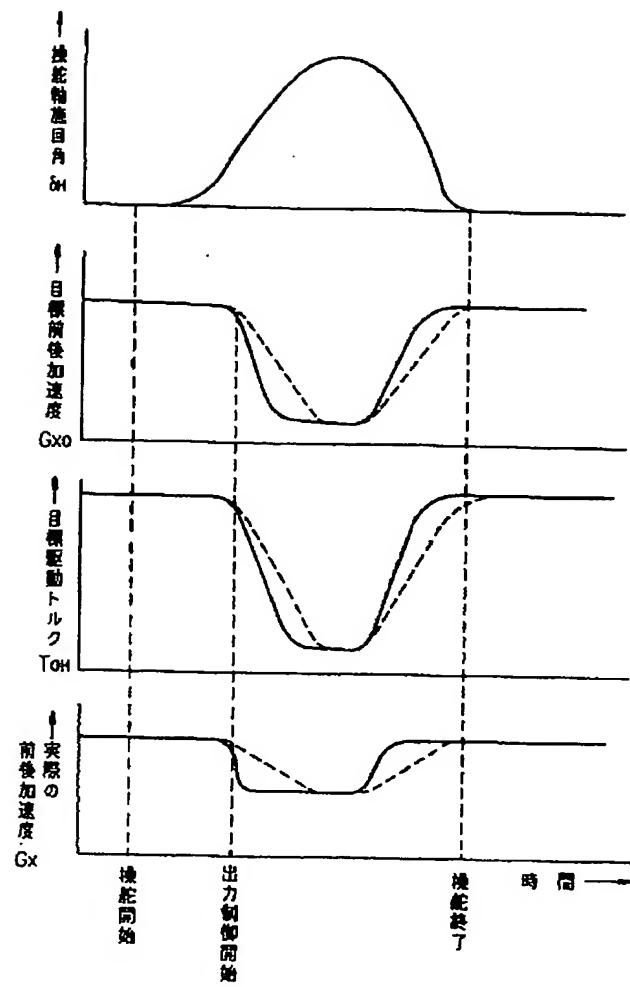
【第10図】



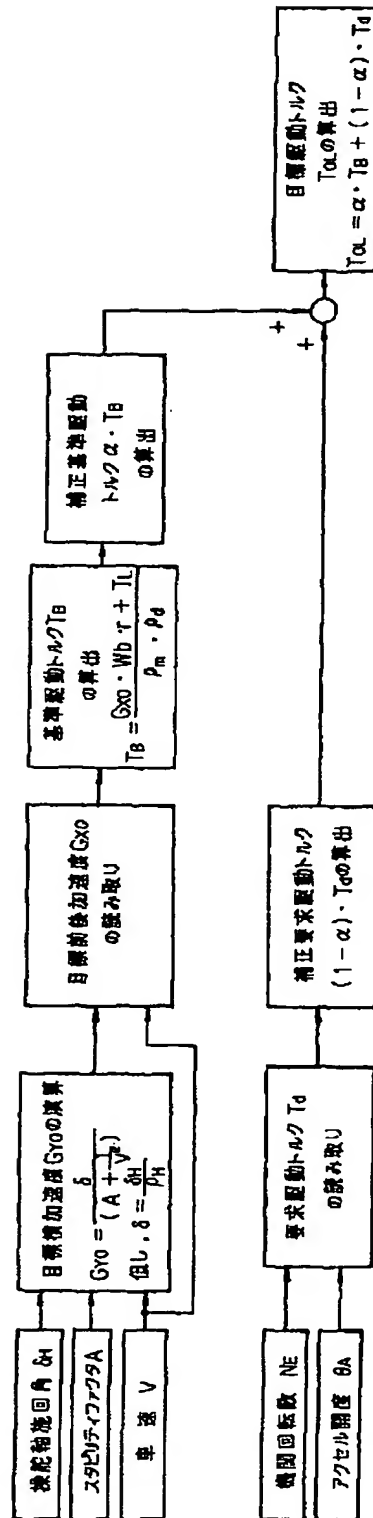
【第 1 6 図】



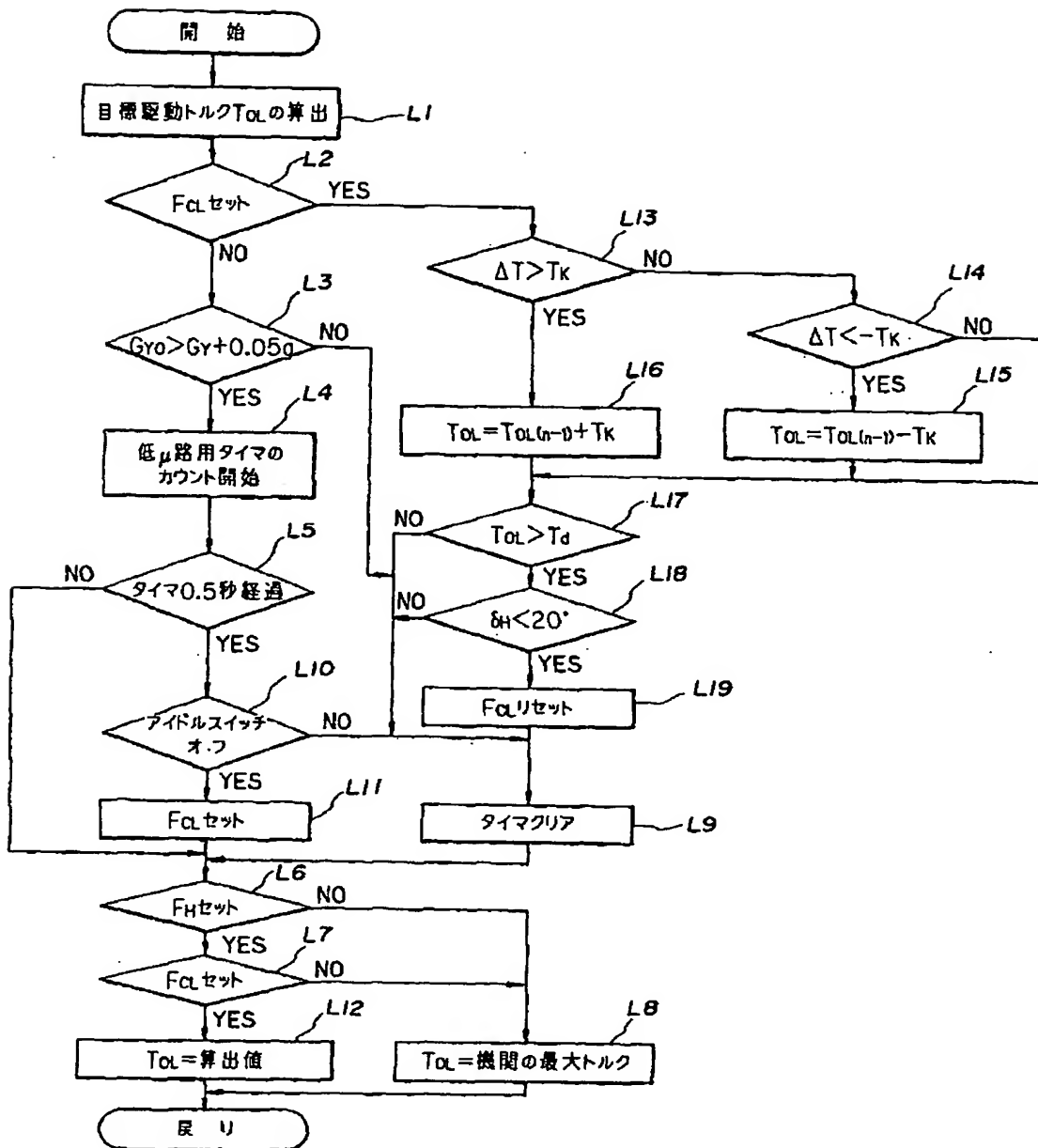
【第17図】



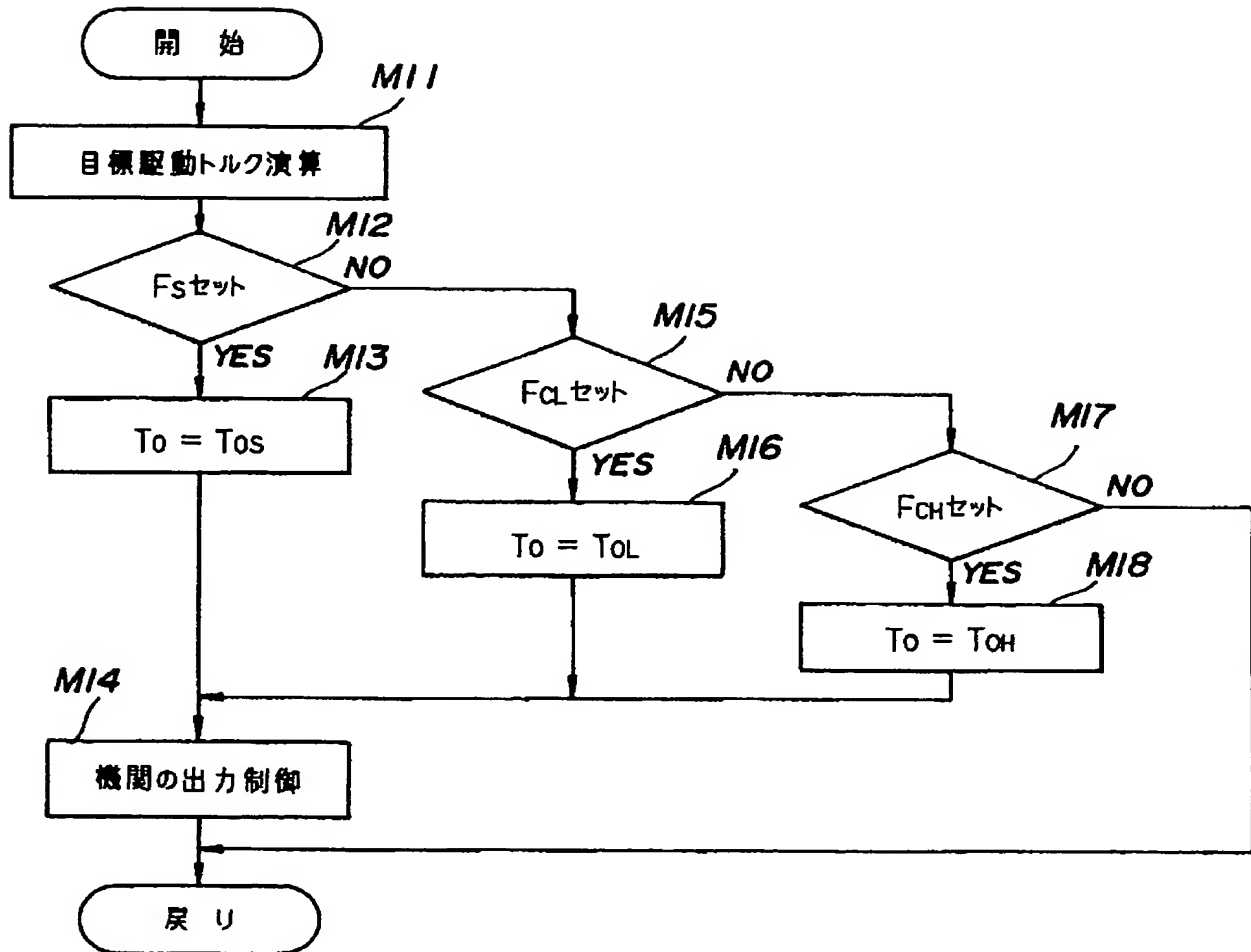
【第 1 8 図】



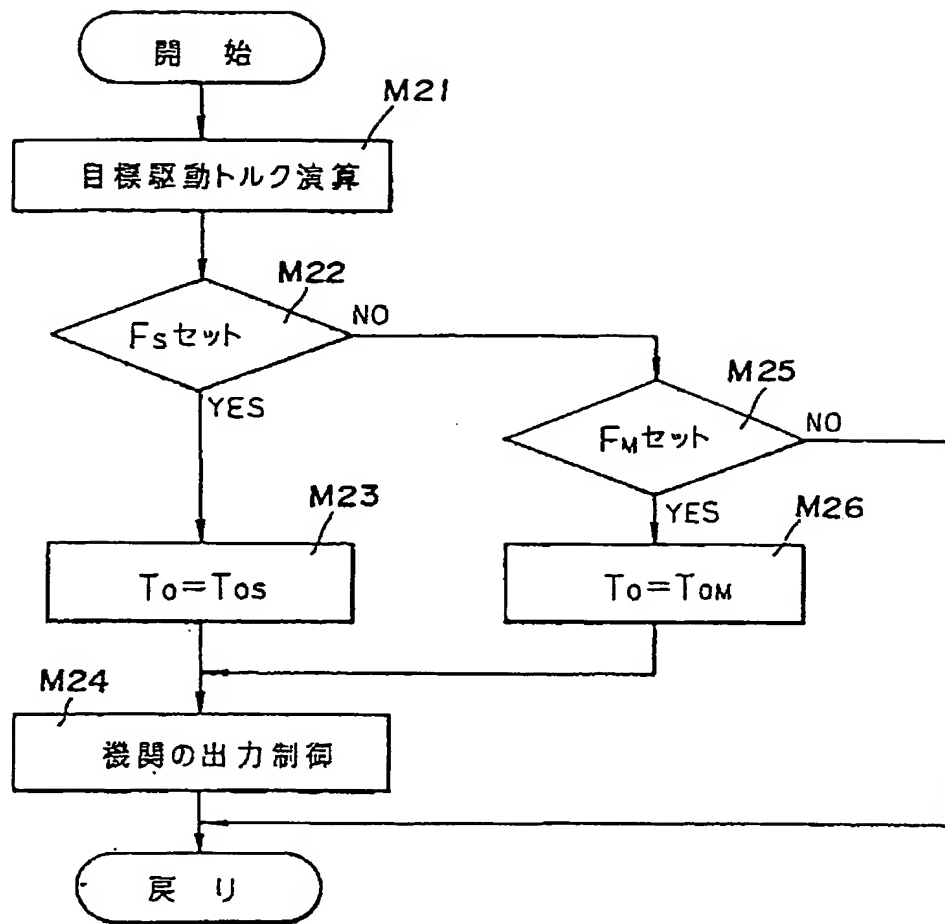
【第20図】



【第 2 4 図】



【第 2 5 図】



フロントページの続き

(72)発明者 橋口 雅幸
東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内
(72)発明者 伊藤 政義
東京都港区芝5丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内

(56)参考文献 特開 平1-269624 (JP, A)
特開 昭63-31863 (JP, A)
特開 平1-313633 (JP, A)
特開 昭62-10437 (JP, A)
実開 平1-270635 (JP, U)